

KAPASITETSBEREGNING AV SKRUER I GJENGET BLINDHULL

av

AUDUN SAGEN

MASTEROPPGAVE

for graden

Master i Anvendt matematikk og mekanikk

(Master of Science)



*Det matematisk- naturvitenskapelige fakultet
Universitetet i Oslo*

Mai 2011

*Faculty of Mathematics and Natural Sciences
University of Oslo*

KAPASITETSBEREGNING AV SKRUER I GJENGET BLINDHULL

av

AUDUN SAGEN

MASTEROPPGAVE

for graden

Master i Anvendt matematikk og mekanikk

(Master of Science)



*Det matematisk- naturvitenskapelige fakultet
Universitetet i Oslo*

Mai 2011

*Faculty of Mathematics and Natural Sciences
University of Oslo*

Forord

Denne rapporten presenterer arbeidet med mastergraden i Anvendt matematikk og mekanikk ved matematisk-naturvitenskapelig fakultet, Universitetet i Oslo. Oppgaven har blitt utarbeidet fra januar 2011 til innlevering 30. mai 2011, som kort masteroppave, (30 studiepoeng).

Opgaven er gjennomført i samarbeid med Aibel AS. Arbeidet med oppgaven har i hovedsak blitt utført ved deres kontor på Billingstad.

Bakgrunnen for denne oppgaven relaterer seg til utstrakt bruk av skrueforbindelser ved modifikasjon og nybygg av olje- og gassinstallasjoner offshore. Ved modifikasjoner på installasjoner under drift er det ikke ønskelig med varmt arbeid (sveising etc.) som krever nedetid, som kan innebærer store kostnader. Utfordringene som ofte knytter seg til skrudde forbindelser er at de er krevende å regne på i forhold til regelverket, og mange konstruksjonsdetaljer lar seg ikke direkte beregne ut ifra det nasjonale regelverket. Dette kan eksempelvis være utstyr som er boltet til dekk med en gjenget forbindelse. For slike forbindelser er lengden som skruegjengene har kontakt med plategjengene (inngrepslengden), kritisk for forbindelsens kapasitet. Formålet med oppgaven er derfor med tilgjengelig litteratur, aktuelt regelverk, rettningslinjer, håndberegninger og numerisk analyse, ved bruk av elementmetoden bestemme inngrepslengden for slike forbindelser.

Jeg vil rette en takk til min eksterne veileder hos Aibel AS, Svein Ove Enge, for tilrettelegging, faglig kompetanse og svært god veiledning underveis i oppgaven. En takk går også til mine interne veilere ved Universitet i Oslo, Harald Osnes (hovedveileder) og Brian Hayman (medveileder). Takk til Ragnar Høeg (seksjonsleder) hos Aibel AS for at jeg fikk gjennomføre min masteroppgave i samarbeid med de, og for at kontorplass og arbeidsutstyr ble stilt til disposisjon. Øvrige ingeniører i Aibel AS, Jan Wigaard, Fredrik Næss, Gunnar Wirum Granum, Karl-Otto Tokerud og Henning Oppedal takkes for faglig støtte underveis.

Oslo, mai 2011.

Audun Sagen

Abstract

This master thesis deals with calculations for the length of engagement for bolts installed in tapped parts. For bolted joints it is important that the capacity is calculated according to the given design rules. The basis of calculation for bolts installed in a tapped part is not covered in the design rules and time-consuming calculations are often done to document sufficient capacity.

The thesis gives an introduction to the theory of bolted joints and general design rules given in NS-EN 1993-1-8, guidelines, literature and articles. It is emphasized to study the design methods which are given in guidelines and articles, and to perform finite element analysis of bolts installed in a tapped part. It is also performed finite element analysis of material calibration of carbon steel and acid-proof stainless steel, and capacity estimation of a double lap shear joint.

The purpose of the thesis is to identify and systematize recommended length of engagements from information given in design rules, articles and literature. In addition to verify this with use of finite element analysis, and give recommendations for the length of engagement.

Sammendrag

Denne oppgaven omhandler kapasitetsberegning av skruer i gjenget blindhull. For skrueforbindelser er det viktig at kapasiteten beregnes i henhold til gjeldende nasjonalt regelverk. For denne type forbindelser inneholder ikke regelverket tilstrekkelig beregningsgrunnlag og andre typer tidkrevende beregninger må ofte gjennomføres.

Oppgaven gir innføring i teorigrunnlaget for skrueforbindelser og generelle dimensjoneringsregler for skruer i regelverket NS-EN 1993-1-8, retningslinjer og annen litteratur og vitenskapelige artikler. Det er lagt vekt på å kartlegge de beregningsmetodene som er gitt i retningslinjer og artikler og utføre numeriske analyser av tilsvarende forbindelser. Der er i tillegg utført elementanalyser for materialkalibrering av karbonstål og syrefast rustfritt stål, samt kapasitetsvurdering av en dobbelsnittet skjærforbindelse.

Formålet med oppgaven er å kartlegge og systematisere anbefalte inngrepslengder og annen relevant informasjon gitt i standarder, vitenskapelige artikler og annen litteratur om temaet. I tillegg skal vi ved hjelp av numeriske analyser verifisere disse og gi anbefalinger for dimensjonering av skruer i gjenget blindhull.

Innhold

1	Innledning	1
1.1	Introduksjon	1
1.2	Spesifikasjon av oppgaven	2
1.3	Organisering av oppgaven	4
2	Bakgrunnsteori for skruer	5
2.1	Generell stivhetsreleasjon	6
2.2	Forandring i lengde for skruer	7
2.2.1	Effektiv lengde	7
2.3	Stivhet for system med skrue, skive og mutter	7
2.4	Skruens stivhet	8
2.5	Skruediagram	9
2.6	Grunnprofil for metriske skruegjenger	12
3	Regelverk og retningslinjer	14
3.1	Regelverket Eurokode 3	14
3.1.1	Forbindelser og forbindelsesmidler	14
3.1.2	Skruetypeper	15
3.1.3	Klassifisering av skrueforbindelser	16
3.1.4	Kapasitetskrav	17
3.1.5	Hullkantkapasitet	19

3.1.6	Kapasitet i strekk	20
3.1.7	Friksjonsforbindelser	21
3.1.8	Skruer i kombinert strekk og skjær	21
3.1.9	Hevarmeffekten	22
3.1.10	Forspenning av skruer	24
3.1.11	Brudd i grunnmaterialet	27
3.2	Beregningsgrunnlag for VDI2230	28
3.2.1	Bruddkriterier	28
3.2.2	Styrkefaktorer for skrueregjenger	29
3.3	Metode for inngrepslengde fra VDI2230	34
3.3.1	Beregning	34
3.4	Metode basert på skjærstyrke og geometri	37
3.4.1	Minimum inngrepslengde ved skruebrudd	37
3.4.2	Anbefalt inngrepslengde ved arbeidslast	38
4	Presentasjon av aktuelle skrueforbindelser	40
4.1	Dobbelstnittet skjærforbindelse	40
4.2	Skrue installert i gjenget blindhull	41
5	Håndberegninger ved bruk av regelverk og retningslinjer	42
5.1	Dobbelsnittet skjærforbindelse	42
5.2	Skrue i gjenget blindhull	43
5.2.1	Overslagsberegning av inngrepslengde	43
5.2.2	Beregning basert på skjærstyrke og geometri	45
5.2.3	Beregning for inngrepslengde fra VDI2230	47
6	Materialmodeller	49
6.1	Abaqus og ikke-lineære analyser	49
6.2	Materialmodeller	50

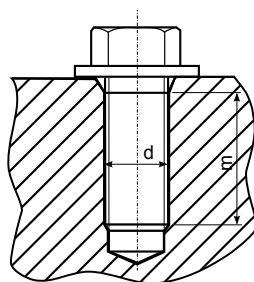
6.3	Sann spenning og sann tøyning	51
6.4	Materialmodell for S420	52
6.5	Materialmodell for AISI 316L	56
6.5.1	Matematisk beskrivelse av rustfritt stål	56
6.5.2	Materialkalibrering for AISI 316L	58
6.6	Materialmodell 8.8 skruer	58
6.7	von Mises flytekriterium	59
7	Elementmodeller og resultater	60
7.1	Dobbelsnittet skjærforbindelse	60
7.1.1	Modellering og randbetingelser	60
7.1.2	Resultater	62
7.2	Skrue innstallert i gjenget blindhull	64
7.2.1	Generelt	64
7.2.2	Modellering og randbetingelser	65
7.2.3	Resultater	68
8	Sammenligning og diskusjon av resultater	79
9	Anbefalinger for inngrepslengde	81
10	Konklusjon	83
	Referanser	87

Kapittel 1

Innledning

1.1 Introduksjon

I denne oppgaven skal det belyses noen utfordringer ved kapasitetsvurdering av skruer installert i gjenget blindhull. Aibel AS møter mange utfordringer innen offshore modifikasjoner der forbindelser må gjenges og skrues fast til eksisterende konstruksjon. For et mer konkret eksempel gjenges et blindhull for å feste øyebolter til løfterammer som løftes offshore. Eurokode 3 [28] benyttes for kapasitetsberegning av skrudde forbindelser, men forbindelser som vist i figur 1.1, der skruer er gjenget til gods er ikke dekket av gjeldende regelverk. Slike forbindelser må derfor dokumenteres ved bruk av tilstrekkelig teorigrunnlag (håndberegninger) eller numeriske elementanalyser. Denne oppgaven kartlegger hvilket teorigrunnlag og hvilke beregningsmetoder som finnes i litteraturen. I tillegg er det utført numeriske elementanalyser av dobbelsnittet skjærforbindelse og for skrue i gjenget blindhull.



Figur 1.1: Skrue installert i gjenget blindhull.

Skruer som installeres i gjenget blindhull forekommer i mange former og er således påvirket av mange faktorer. For Aibel AS benyttes slike forbindelser i hovedsak for utstyr skrudd til platedekk, løfteøyer for løfterammer, tilkomstplattformer og andre konstruksjonsdetaljer som skal føyes sammen, der det ikke er plass for installasjon av en gjennomgående skrue- og mutterforbindelse.

For slike typiske forbindelser som her er nevnt, er den gjengede lengden av den tilstøtende forbindelsen (platedelen som det skrues inn i), heretter kalt inngrepslengde, avgjørende for forbindelsens kapasitet under ulike lastkondisjoner.

I dag benytter ingeniører gjerne vanlig industripraksis for å sørge for at inngrepslengden er minimum 1.5 ganger skruens diameter, eller benytte anbefalinger fra skrueleverandører. Disse anbefalingene er gitt på forskjellig grunnlag avhengig av leverandør. For eksempel oppgir noen skrueleverandører forskjellige inngrepslengder for forskjellig kombinasjon av skrue- og grunnmateriale [12], mens andre oppgir et beregningsgrunnlag som er basert på diverse antagelser [4]. Mer spesifikke beregninger er utgitt av «Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie: VDI 2230 Blatt 1» [31]. Denne designguiden gir en mer nøyaktig beregning av hvordan inngrepslengden kan beregnes. I tillegg finnes det spesialtilpasset programvare på området utgitt av «Bolt Science» [10], som er basert på litteratur på området. Det ble tidlig forsøkt en demonstrasjonsversjon av programvaren, men siden programmet ikke viser hvilken type teori beregningene er basert på ble det valgt å ikke se videre på dette.

1.2 Spesifikasjon av oppgaven

I en skrueforbindelse er det mange faktorer som kan innvirke på kapasiteten: Materialenes kvalitet, egenskaper og toleranser; utførelse og toleranser under tilvirkning, bruk av utstyr, toleranser under montering, tiltrekingskraft og -metode, kontroll av utførelsen - for å nevne noen faktorer - kan i større eller mindre grad påvirke resultatet og i verste konsekvens føre til at kapasiteten blir lavere enn beregnet. Dette er i betydelig grad aktuelt for skruer i gjenget blindhull hvor store deler av forbindelsen er skjult for inspeksjon.

Det skal i oppgaven sees på skruer i gjenget blindhull, og kapasiteter i strekk og skjær skal beregnes etter foretrukne standarder og retningslinjer.

Det skal gjøres håndberegninger og ikke-lineære numeriske analyser. Det foreslås at analyseprogrammet Abaqus benyttes.

Innledningsvis, som et overordnet mål i en familiariseringsfase med Abaqus, men også for å sikre at resultatene fra analysene er pålitelige, bør det gjøres en analyse på en enkel forbindelse med en enkel gjennomgående forspent skrue for å oppnå sammenfattende resultater med regelverket. Her er det mange problemstillinger. F.eks.: Hvordan modellere inn forspenning? Hvordan formuleres kontakt mellom skruer og tilstøtende materiale, og mellom komponenter i forbindelsen? Hva er akseptkriteriet i materialmodellen for brudd ved hullkanttrykk og utrivning/avrivning av skrue? Hva slags elementer skal brukes, og hvor fin elementinndeling er det behov for? I tillegg bør det gjøres enkle analyser med modellering av gjenger i Abaqus.

Innholdet i oppgaven er som følger (det er et mål å komme gjennom så mye som mulig av dette, men det kan bli behov for å redusere omfanget noe):

- a) Litteraturstudium/fordypning, se forslag under punkt 6. I tillegg undersøk andre

tilgjengelig standarder, vitenskapelige artikler og litteratur. Systematiser relevant informasjon vedrørende tema som kapasiteter og inngrepslengder. Legg spesielt vekt på å studere utforming av gjenger og dens betydning for kapasiteten samt spenningsfordeling og oppførsel ved økende belastning mot brudd.

- b) Undersøk utstyr for tilvirkning av gjenger (gjengetapp): Sammenlign med skruens gjenger og undersøk geometrisk utforming, krav til utforming og utførelse, toleranser, begrensninger og så videre. Er det viktige forskjeller som har betydning for kapasiteten?
- c) Gjør beregninger for hånd eller lag regneark/Matlab-program basert på empiriske modeller fra egnet litteratur vedrørende kapasitet av gjenger. Gjør beregninger på noen av de samme forbindelsene som i deloppgave d).
- d) Utfør numeriske analyser. Det ikke-lineære analyseprogrammet Abaqus brukes. Momenter: (1) Kalibrering. Lag materialmodeller for hvert materiale som skal brukes i oppgaven. Kalibrer disse slik at last-forskyvingsdiagram og bruddkriteriet er i henhold til materialkrav gitt i standard. (2) Analyser av skrueforbindelser: Kjør først analyser på en enkeltsnittet forbindelse med gjennomgående skrue for strekk- og skjærbelastning. Oppnå om mulig sammenfallende resultater med dimensjoneringsstandard. Gjør deretter analyser med skrue i gjenget blindhull både for strekk- og skjærbelastning. Gjør analyser med forskjellige skruediametre fra M12 t.o.m. M36 med varierende inngrepslengde for å oppnå forskjellige bruddresultater, dvs. brudd i skrueskift eller utrivning («stripping») av gjengeparti. Alternativer material i gjenget plate og plater forøvrig til fasthetsklasse S420 karbonstål og AISI 316 syrefast stål. Materiale i skruer settes til fasthetsklasse 8.8. I praksis benyttes det varmgalvaniserte skruer i fasthetsklasse 8.8 i slike forbindelser. Drøft om galvaniseringen kan ha innvirkning på kapasiteten i skruen? Se forøvrig punkt 6 for aktuelle materialstandarder. Dersom tiden tillater det, gjør også analyser med flere skruer i gruppe.
- e) OPSJON: Testing. Prøvestykker tilvirkes for et utvalg av skrueforbindelsene i gjenget blindhull analysert i deloppgave d), og testing mot brudd utføres.
- f) Sammenlign resultater fra deloppgave a), c), d) og eventuelt e). Systematiser data og resultater. Hvilke konklusjoner kan trekkes?
- g) Drøft i detalj hvilke faktorer som kan påvirke resultatene i praksis. Gi anbefalinger om inngrepslengder og kapasiteter.

I forbindelse med å utføre testing av skruer i gjenget blindhull i punkt e) ble det ikke tid til å utføre denne delen av oppgaven på grunn av lang tilvirkningstid av prøvestykkene. Det har likevel blitt benyttet mye tid til kommunikasjon med testsenteret og for utforming av prøvestykkene. Tegninger av planlagt test er vedlagt i appendiks A. I samråd med veiledere har vi blitt enige om å utelukke skjærbelastning av skruer i gjenget blindhull, samt flere skruer i gruppe som beskrevet i punkt d) fordi oppgaven var mer omfattende enn først antatt. Strekkbelastning av skruer i gjenget blindhull er mest interessant og er derfor prioritert.

1.3 Organisering av oppgaven

I litteraturen kan man, både finne en del om skrueforbindelser og skruer i gjenget blindhull fra leverandører og vitenskapelige artikler. De forskjellige beregningsmetodene er gjennomgått og det er valgt å sammenligne disse med numeriske beregninger, og deretter gi en anbefaling for beregningsgrunnlag ved ingeniørpraksis.

Vi vil først i kapittel 2 beskrive generelt teorigrunnlag for skruer. I kapittel 3 vil vi gi en innføring i beregningsgrunnlaget for skruer i Eurokode 3, som nå er gjeldende dimensjoneringsstandard for stålkonstruksjoner. Beregningsgrunnlaget gitt i Eurokode 3 vil bli benyttet når vi vurderer kapasitet av en dobbeltsnittet plateforbindelse utsatt for skjærbelastning, ved bruk av håndberegninger og numeriske beregninger. Videre vil vi i kapittel 4 beskrive de aktuelle forbindelsene som oppgaven omhandler.

I kapittel 5 vil vi presentere håndberegninger fra aktuell litteratur, der designguiden VDI2230 [31] og metode av Dose [5] er sentral. I kapittel 6 vil vi utføre materialkalibrering og definere flytekriterie for de materialene som er benyttet i oppgaven. Videre vil forbindelsene presentert i kapittel 4 bli kapasitetsberegnet ved hjelp av elementberegningsprogrammet Abaqus i kapittel 7.

I kapittel 8 vil resultatene som foreligger fra håndberegninger og elementberegninger, bli sammenlignet og diskutert, før vi gir anbefalinger for den aktuelle inngrepslengden i kapittel 9. En konklusjon av oppgaven blir presentert i kapittel 10.

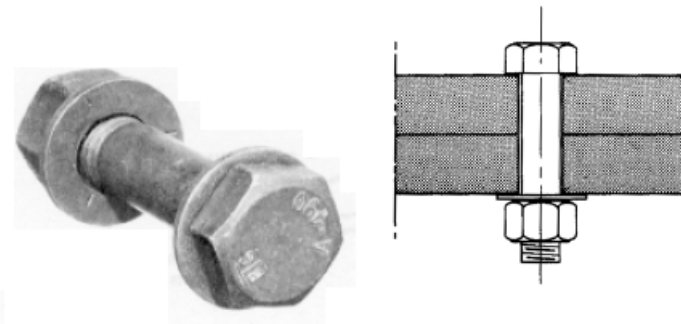
Kapittel 2

Bakgrunnsteori for skruer

Stålkonstruksjoner blir ofte sammensatt av ulike konstruksjonsdeler, og det er derfor behov for å føye de sammen ved hjelp av forbindelsesmidler. De mest sentrale forbindelsesmidlene som benyttes i bærende konstruksjoner er nagler, skruer, sveiser og lim.

Den vanligste måten å sammenføye konstruksjonsdeler i stål er ved hjelp av sveising. Det er som regel relativt enkelt å beregne sveisede forbindelser siden de i stor utstrekning er standardisert i henhold til regelverk. I visse tilfeller vil sveising være både vanskelig og uheldig å utføre, for eksempel ved offshore modifikasjonsarbeid. Man må da benytte andre former for forbindelsesmidler. Skruer blir ofte benyttet. Det nasjonale regelverket for dimensjonering av skruerforbindelser er Eurokode 3, del 1-8, Knutepunkter og forbindelser (NS-EN 1993-1-8)[28], diskutert i avsnitt 3.1. For skruer som er installert i gjenget blindhull finnes det ikke tilstrekkelig regelverk, og man benytter da ofte retningslinjer som er gitt av skruelieferandører, eller utfører tilstrekkelige beregninger.

For å få en god forståelse for skruer og deres oppførsel, samt hvilke faktorer som kan påvirke deres kapasitet, er det valgt og gi en innføring i bakgrunnsteori for skruer. Vi vil derfor analysere oppførselen til denne typen forbindelser. Figur 2.1 viser en typisk skruerforbindelse. Mye av teorien som presenteres her, er basert på Bickford [2].

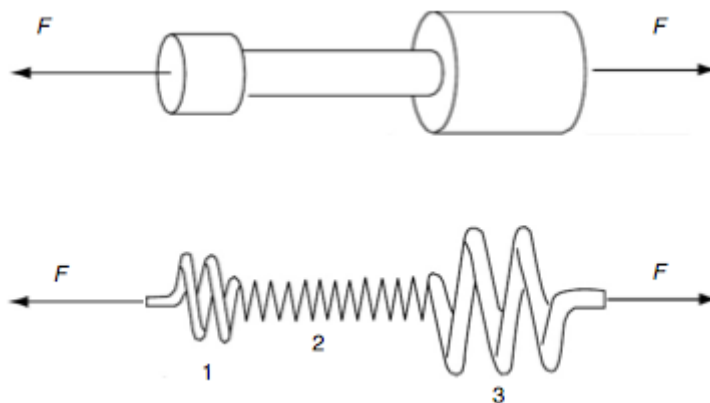


Figur 2.1: Typisk skruerforbindelse. Figuren er hentet fra [6].

2.1 Generell stivhetsrelasjon

Skrueforbindelser fungerer som stive fjærer under pålagt last. De lagrer dermed potensiell energi og kan skape nødvendig tiltrekningskraft så lenge energien er stor nok. Den viktigste parameteren for en skrueforbindelse er derfor stivheten, og vi skal se nærmere på hvordan denne fremkommer sammen med den relaterte tøyningen.

Om vi i utgangspunktet har en stav med uniformt tverrsnitt utsatt for aksialkraft, kan vi benytte Hookes lov så lenge vi er i det lineære området av spennings-tøyningsdiagrammet. Vi skal nå betrakte en stav som er satt sammen av forskjellige deler med ulike tverrsnitt, se figur 2.2. Det kan etableres en tilsvarende fjærmodell for en slik stav siden Hookes lov også gjelder i tilfeller med ikke-uniforme tverrsnitt. Vi ønsker å bestemme et uttrykk for stavens stivhet. For å bestemme den totale endringen i lengde eller total stivhet kan vi benytte superposisjonsprinsippet.



Figur 2.2: Stav med ulike tverrsnittsdiаметere utsatt for aksiallast. Ekvivalent fjærmodell er også vist. Figuren er hentet fra [2].

Den totale endringen av stavens lengde vil være lik summen av endringene i hver del av staven

$$\Delta L_c = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3, \quad (2.1)$$

der ΔL_1 , ΔL_2 og ΔL_3 er forlengelsen av henholdsvis del 1, 2 og 3.

Hookes lov gir endring av lengde i hver del av staven som

$$\Delta L_i = \frac{FL_i}{EA_i}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (2.2)$$

der ΔL_i er endring i lengde og A_i er tverrsnittsareal for del i av staven, L_i er opprinnelig lengde av stavdelen, E er elastisitetsmodulen og F er pålagt aksialkraft.

Vi setter nå ligning (2.1) inn i (2.2). Siden de ulike stavdelene er koblet i serie og utsettes for den samme kraften kan den pålagte kraften faktorerises ut, og vi får uttrykket

$$\Delta L_C = F \left(\frac{L_1}{EA_1} + \frac{L_2}{EA_2} + \frac{L_3}{EA_3} \right). \quad (2.3)$$

Nå kan vi definere fjærstivheten som

$$K = \frac{F}{\Delta L}. \quad (2.4)$$

Fjærstivheten for den sammensatte staven i figur 2.2, der de forskjellige stavdelene er koblet i serie blir

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}. \quad (2.5)$$

Her er K_T den totale fjærstivheten for hele staven, og K_1, K_2, K_3 er fjærstivhet for de forskjellige stavdelene.

Relasjon (2.4) kan også skrives på formen

$$\Delta L = \left(\frac{F}{K} \right) \quad \text{eller} \quad \Delta L = F \left(\frac{1}{K} \right). \quad (2.6)$$

Ved å kombinere ligning (2.3) og (2.6) ser vi følgende

$$\left(\frac{1}{K} \right) = \frac{L_1}{EA_1} + \frac{L_2}{EA_2} + \frac{L_3}{EA_3}. \quad (2.7)$$

Fra ligning (2.7) kan vi se at stivheten er en funksjon av forholdet mellom lengden og tverrsnittsarealet for hver enkelt del av staven.

2.2 Forandring i lengde for skruer

2.2.1 Effektiv lengde

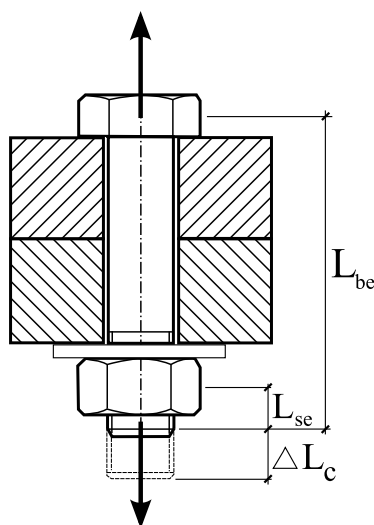
Ligningene som her er blitt opprettet for staven kan også overføres til skruer, men for skruer blir ikke aksiallasten påført over hele tverrsnittet. For skruer med mutter vil lasten virke fra undersiden av skruehode og til oversiden av mutteren, se figur 2.3. Et visst spenningsnivå vil likevel opptre i de frie endene.

$$\Delta L_C = F_P \left(\frac{L_{be}}{EA_B} + \frac{L_{se}}{EA_S} \right), \quad (2.8)$$

der L_{be} er effektiv lengde av ugjenget del, L_{se} er effektiv lengde av gjengene (lengden av utsatte gjenger, i tillegg til halve tykkelsen av mutteren), ΔL_C er endring i lengde av hele skruen, A_s er effektiv spenningsareal av gjenget del og A_B tverrsnittsareal av ugjenget del.

2.3 Stivhet for system med skrue, skive og mutter

Som tidligere vist, kan stivheten for en skrue med ulike tverrsnittsarealer finnes ved å superponere bidragene fra hver enkelt del. For et system med skrue, skive og mutter kan



Figur 2.3: Skruer med ulike tverrsnittareal

den dermed finnes fra relasjonen

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_W}, \quad (2.9)$$

der K_T er total stivhet for systemet, K_B er stivhet for skruen, K_N er stivhet for mutteren, og K_W er stivhet for skive.

2.4 Skruens stivhet

Fra ligning (2.6) kan vi sette opp sammenhengen

$$K_B = \frac{F_p}{\Delta L}, \quad (2.10)$$

men vi kan nå ved hjelp av Hookes lov eliminere kraften F_p fra ligningen. Når vi antar uniform spenningsfordeling over et tverrsnitt, kan Hookes lov uttrykkes ved

$$E = \frac{F_p/A_s}{\Delta L/L_e}.$$

Denne kan omformuleres til

$$F_p = \frac{EA_s \Delta L}{L}.$$

Kombinert med ligning (2.10) gir dette oss relasjonen

$$K_B = \frac{EA_s}{L_e}, \quad (2.11)$$

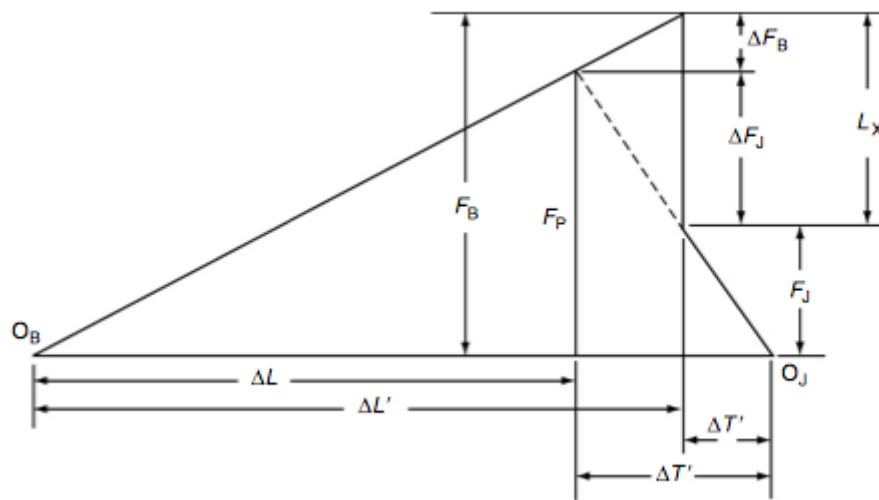
der E er elastisitetsmodulen for skruen, A_s er spenningsarealet for skruen og L_e er effektiv lengde av skruen.

Vi ser av dette at vi har to uttrykk for stivheten til skruen, der den sistnevnte antar at stivheten til den ugjengede delen er den samme som for gjenget del av skruen, eller at den er helgjenget. Hvis dette ikke er tilfelle for forbindelsen som blir studert, gir ikke ligning (2.11) et godt estimat for stivheten, men den blir likevel ofte benyttet.

2.5 Skruediagram

Et skruediagram benyttes ofte for å beskrive oppførselen til en skrue, der blant annet forspenning og eventuell endring i kraft er presentert. Vi vil derfor presentere de størrelsene som inngår. Fra skruediagrammet vist i figur 2.4 vil vi etablere noen ligninger for å dimensjonere en skrueforbindelse under strekk. Diagrammet illustrerer følgende forhold:

F_p	=	initsiell forspenningskraft (N)
L_X	=	ytre strekkraft (N)
ΔF_B	=	endring av kraft i skrue (N)
ΔF_J	=	endring av kraft i forbindelse (N)
$\Delta L, \Delta L'$	=	endring i lengde av skrue før og etter pålastning (mm)
$\Delta T, \Delta T'$	=	sammentrykning av forbindelse før og etter pålastning (mm)
L_{xcrit}	=	ekstern pålagt last som kreves for å avlaste forbindelsen totalt (ikke vist i figur).



Figur 2.4: Skruediagram. Figuren er hentet fra [2].

Hvis vi har en skrue som er belastet i strekk og vi begynner å forspenne skruen med for eksempel en momentnøkkel, vil det bygge seg opp en forspenningskraft F_p i skruen, sammen med endringen av skruens lengde ΔL , som vist i figur 2.4. Arealet under kurven i diagrammet er lik tøyningens energi som blir lagret i systemet. Fra dette kan vi sette

opp stivheten for skruen, på tilsvarende måte som ble vist i ligning (2.10), ved

$$K_B = \frac{F_p}{\Delta L}, \quad (2.12)$$

og for hele forbindelsen

$$K_J = \frac{F_J}{\Delta T}. \quad (2.13)$$

Ved å benytte trigonometri og forhold mellom trekanter kan vi etablere ligninger for endringen av skruekraften

$$\Delta F_B = \left(\frac{K_B}{K_B + K_J} \right) L_X. \quad (2.14)$$

Den totale kraften som skal til for å avlaste forbindelsen kan uttrykkes ved

$$L_{Xcrit} = F_P \left(1 + \frac{K_B}{K_J} \right). \quad (2.15)$$

Forholdet $K_B/(K_B + K_J)$ kalles gjerne en lastfaktor eller last-stivhetsforholdet, og dette er en nyttig faktor som ofte blir benyttet. Vi kan dermed definere lastfaktoren

$$\Phi_K = \frac{\Delta F_B}{L_X} = \frac{K_B}{K_B + K_J}. \quad (2.16)$$

Ved å benytte ligning (2.14) og (2.16) får vi

$$\Delta F_B = \Phi_K L_X, \quad (2.17)$$

der L_X er den ytre aksiallasten (N) og K_B og K_J gitt i N/mm.

Resten av forbindelsen vil absorbere den resterende delen av den ytre aksiallasten slik at vi kan definere

$$\Delta F_J = L_X - \Delta F_B = (1 - \Phi_K) L_X, \quad (2.18)$$

som endring av kraft i forbindelsen. Vi ønsker nå å finne maksimal skruekraft og minimal klemkraft som opptrer, men tar først utgangspunkt i å finne maksimal og minimal forspenning i en skrue, og kaller den gjennomsnittlige forspenningskraften for F_{Pa} . I tillegg innfører vi den prosentvise spredningen i forspenningskraften ved tiltrekking som s. Maksimal og minimal forspenning vil da bli

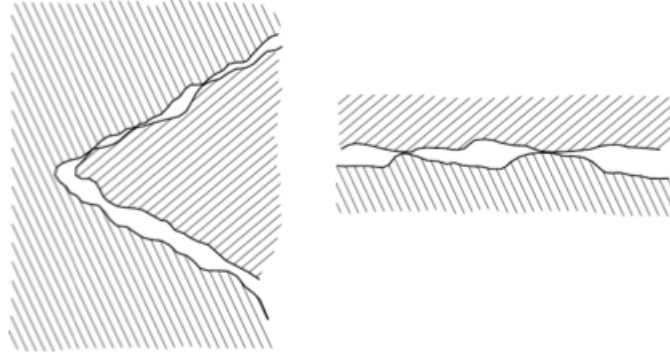
$$F_{Pmaks} = \left(1 + \frac{s}{100} \right) F_{Pa}, \quad (2.19)$$

$$F_{Pmin} = \left(1 - \frac{s}{100} \right) F_{Pa}. \quad (2.20)$$

Forspenningen ved tiltrekking vil kunne avta på grunn av lokale plastiske deformasjoner av forhøyninger i kontaktflater mellom gjenger og andre flater som vist i figur 2.5. I tillegg vil forspenningskraften i en skrue kunne avta når de andre skruene i samme forbindelse trekkes til. Dette kan medføre at man mister hele eller deler av forspenningen og energien som ble lagret i den første skruen. Vi utvider derfor ligning (2.19) og (2.20) til å inneholde disse effektene.

$$\text{Maksimum } F_{Pr} = \left(1 + \frac{s}{100} \right) F_{Pa} - \Delta F_m - \Delta F_{EI}, \quad (2.21)$$

$$\text{Minimum } F_{Pr} = \left(1 - \frac{s}{100} \right) F_{Pa} - \Delta F_m - \Delta F_{EI}. \quad (2.22)$$



Figur 2.5: Forhøyninger på gjengeoverflaten, og andre flater vil deformeres ved kontakttrykk. Figuren er hentet fra [2].

Når vi benytter ligning (2.21) og (2.22), må vi anta verdier for ΔF_m og ΔF_{EI} , og det er enklest å anta dette tapet som en brøkdel av den gjennomsnittlige forspenningskraften. Vi velger derfor å tilføye følgende til ligning (2.21) og (2.22)

$$\Delta F_m = e_m F_{Pa} \quad (2.23)$$

$$\Delta F_{EI} = e_{EI} F_{Pa}, \quad (2.24)$$

der e_{EI} er andelen av forspenningskraften som forsvinner på grunn av elastiske interaksjoner mellom gjengene, og e_m er prosentdel av forspenningskraften som forsvinner på grunn av lokale plastiske deformasjoner.

Vi ønsker nå å finne maksimal last som skruen blir utsatt for, i tillegg til minimal klemkraft som oppnås i materialet. Fra ligning (2.21) og (2.22) som nå er utledet, kan vi finne maksimal last som skruen blir utsatt for, i tillegg til den minimale klemkraften som oppnås.

Maksimal skruekraft

$$\begin{aligned} \text{Maks } F_B &= \text{Maks } F_{Pr} + \Delta F_B \\ \text{Maks } F_B &= \text{Maks } F_{Pr} + \Phi_K L_X \\ \text{Maks } F_B &= (1 + s) F_{Pa} - \Delta F_m - \Delta F_{EI} + \Phi_K L_X \end{aligned} \quad (2.25)$$

Minimal klemkraft som opptrer pr. skrue

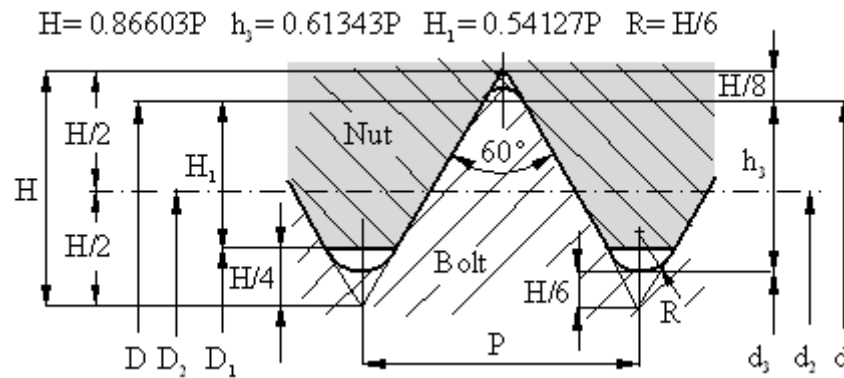
$$\begin{aligned} \text{Min } F_J &= \text{Min } F_{Pr} - \Delta F_J \\ \text{Min } F_J &= \text{Min } F_{Pr} - (1 - \Phi_K) L_X \\ \text{Min } F_J &= (1 - s) F_{Pa} - \Delta F_m - \Delta F_{EI} - (1 - \Phi_K) L_X \end{aligned} \quad (2.26)$$

Vi ønsker også å finne den totale klemkraften for forbindelsen for n antall skruer. Total minimal klemkraft blir

$$\text{Total Min } F_J = N \times \text{pr. skrue Min } F. \quad (2.27)$$

2.6 Grunnprofil for metriske skruegjenger

Vi skal her se nærmere på metriske ISO-gjenger spesifisert i standard ISO 724:1993 [24]. Dette er standarden som benyttes for normal gjengestigning. I tillegg finnes fingjenger, der gjengestigningen P er mindre, men som vi ikke vil diskutere her. Grunnprofilen er en felles profil for innvendig og utvendig gjenge med dimensjoner som i figur 2.6. Følgende



Figur 2.6: Grunnprofil for metrisk gjenge

størrelser inngår i figuren:

$$\begin{array}{ll} D_1 &= D - 1.0825P & H &= 0.86603P \\ d_1 &= d - 1.0835P & H/4 &= 0.21651P \\ D_2 &= D - 0.6495P & H/8 &= 0.10825P \\ d_2 &= d - 0.6495P & \frac{5H}{8} &= 0.54127P \end{array}$$

Der D angir innvendig eller utvendig gjengens ytterste diameter, D_1 angir innvendig eller utvendig gjengens innerste diameter, D_2 angir innvendig eller utvendig gjengens gjennomsnittsdiameter, P angir delingen og H er grunntriangelhøyden.

I tabell 2.1 er noen gjengeprofil dimensjoner, oppgitt for ulike skruedimensjoner i henhold til standard ISO 724 [24]. Se figur 2.6 for de ulike størrelsene som inngår.

Vi vil senere benytte dimensjonene i tabell 2.1 for å beregne og modellere skrueforbindelser med gjenger.

Tabell 2.1: Skrue dimensjoner [24].

Metriske skruegjenger ISO724								
Nominell diameter $d = D$	Pitch P	Rot-radius r	Dele-diameter $d_2 = D_2$	Minor diameter		Gjengehøyde		Bore-diameter mm
				d_3	D_1	h_3	H_1	
M 12.00	1.75	0.253	10.863	9.853	10.106	1.074	0.947	10.20
M 16.00	2.00	0.289	14.701	13.546	13.835	1.227	1.083	14.00
M 20.00	2.50	0.361	18.376	16.933	17.294	1.534	1.353	17.50
M 24.00	3.00	0.433	22.051	20.319	20.752	1.840	1.624	21.00
M 36.00	4.00	0.577	33.402	31.093	31.670	2.454	2.165	32.00

Kapittel 3

Regelverk og retningslinjer

Vi vil her se nærmere på hvordan skruer er behandlet i regelverket NS-EN 1993-1-8 [28], og diskutere forskjellige metoder for hvordan inngrepslengden for skruer i gjenget blindhull kan beregnes.

3.1 Regelverket Eurokode 3

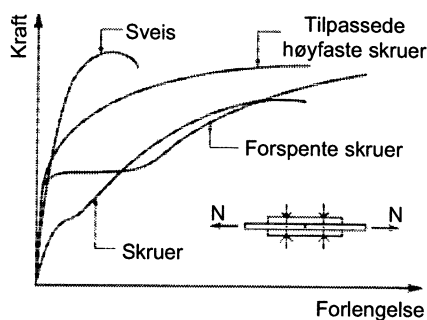
I dette kapitlet skal vi se nærmere på hvordan skrueforbindelser blir dimensjonert i henhold til regelverket Eurokode NS-EN 1993-1-8. Store deler av diskusjonen er basert på Larsen [9] og Martin og Purkiss [14].

3.1.1 Forbindelser og forbindelsesmidler

De aktuelle forbindelsesmidler for bærende stålkonstruksjoner er:

- Avskjæringsforbindelser
- Friksjonsforbindelser
- Sveiser
- Lim

For sveiser har vi stor stivhet frem til maksimum last, mens skrudde forbindelser har liten stivhet inntil glidning mellom platene gir kontakt mellom skaftet på skruen og hullkanten i grunnmaterialet. Forspente forbindelser har stor stivhet for små laster, men etter at friksjonskraften er overskredet glir forbindelsen til anslag og opptrer som en avskjæringsforbindelse. Figur 3.1 viser sammenhengen mellom pålagt last og forlengelse for sveisede og boltede dobbellaskskjøter.



Figur 3.1: Styrke og duktilitet av forbindelsesmidler. Figuren er hentet fra [9].

Fra figuren ser vi at sveisede forbindelser har lavere duktilitet og kan oppleve brudd for lavere forlengelse enn skrueforbindelser. Vi kan derfor se at sveiser og skruer ikke må kombineres. Vi skal videre i denne oppgaven omhandle avskjærings- og friksjonsforbindelser knyttet til skrueforbindelser.

Dimensjoneringslaster

Ved beregning av forbindelsesdetaljer (knutepunkter) vil man måtte ta hensyn til beregnede snittkrefter og eventuelle spenningsomlagringer på grunn av deformasjoner i forbindelsen.

3.1.2 Skruetyper

Fasthetsklasser

Det finnes svært mange typer av skruer på markedet. Konstruksjonsskruer som skal benyttes ved dimensjonering av stålkonstruksjoner, er standardisert etter følgende fasthetsklasser:

- NS-EN ISO 4014 - Sekskantskruer
- NS-EN ISO 4032 - Sekskantmutter

Fasthetsklassene er 4.6, 8.8 og 10.9. Første siffer angir nominell bruddspenning ($f_{u,nom}$) og andre siffer angir nominell flytspenning ($f_{y,nom}$). Dette kan forklares ved at 1. siffer angir $f_{u,nom}/100(N/mm^2)$ og 2. siffer angir $(f_{y,nom}/f_{u,nom}) \cdot 10$. Produktet av de to sifrene gir 1/10 av nominell flytspenning. For 4.6 skruer er den nominelle bruddspenningen angitt med 4, som fremkommer ved $f_{u,nom} = 4 \cdot 100$ og nominell flytspenning fremkommer ved $f_{y,nom} = 4 \cdot 6 \cdot 10 = 240$. Det finnes flere fasthetsklasser enn de som er oppgitt her, men i det nasjonale tilleggset til Eurokode NS-EN-1993-1-8 [28] er fasthetsklasse 4.6, 8.8 og 10.9 angitt som de fasthetsklassene som skal benyttes. I tabell 3.1 er fasthetsklassene med tilhørende bruddspenning og flytspenning oppgitt.

Tabell 3.1: Nominelle verdier for flytespenning, bruddspenning og duktilitetskrav for ulike fasthetsklasser.

Fasthetsklasse	4.6	8.8	10.9
$f_{yb}(N/mm^2)$	240	640	900
$f_{ub}(N/mm^2)$	400	800	1000
$\delta_5(\%)$	25	12	9

Hulldimensjoner

Klaringen mellom skrue og normale hull er for skruedimensjonene M16 til og med M24 2 mm. For skruedimensjonene M12 og M14 er klaringen 1 mm. For større dimensjoner enn M27 er klaringen 3 mm.

3.1.3 Klassifisering av skrueforbindelser

I henhold til NS-EN 1993-1-8 deles skrueforbindelser inn i to kategorier; skjærpåkjente og strekkpåkjente forbindelser.

Skruer i skjær

Skruer i skjær deles inn i følgende underkategorier:

- Kategori A: Skruer med avskjæring/ hullkanttrykk
- Kategori B: Glidningsforhindret i bruksgrensetilstand
- Kategori C: Glidningsforhindret i bruddgrensetilstand

Kategori A: Skruer med avskjæring/ hullkanttrykk

Skruer i fasthetsklasse 4.6 og 10.9 kan benyttes i denne kategorien, og det er ingen krav til forspenning eller til bearbeiding av kontaktflatene. Kapasiteten er angitt ved avskjæring av skrue eller ved kontakttrykk mellom skrueskaft og grunnmaterialets hullkant.

Kategori B: Glidningsforhindret i bruksgrensetilstand

Kun fasthetsklasse 8.8 og 10.9 kan benyttes i denne kategorien. Glidning skal ikke forekomme i bruksgrensetilstanden, og således er kapasiteten i denne tilstanden gitt ved skruens friksjonskapasitet. I bruddgrensetilstanden er kapasiteten gitt ved avskjæring eller ved kontakttrykk mellom skrueskaft og grunnmaterialet.

Kategori C: Glidningsforhindret i bruddgrensetilstand

Kun skruer i fasthetsklasse 8.8 og 10.9 kan benyttes, og glidning mellom kontaktflatene

skal ikke forekomme. Beregnet skjærkraft skal ikke overskride skruens glidningsmotstand eller kapasitet ved avskjæring eller hullkanttrykk.

Skruer i strekk

Kategori D: Ikke forspente skruer

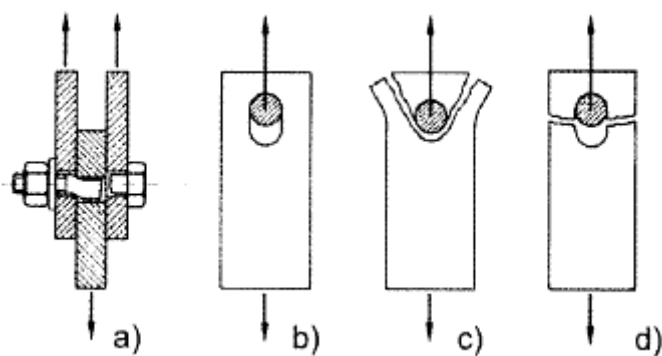
Ikke forspente skruer i strekk skal ikke brukes der man forventer lastvekslinger/ dynamiske belastninger.

Kategori E: Forspente skruer

Kun skruer i fasthetsklasse 8.8 og 10.9 kan benyttes, og det forventes at skruene trekkes til i henhold til NS-EN 1090. Denne kategorien bør benyttes for forbindelser som er utsatt for utmattingslaster.

Avskjæringskapasiteten bestemmes av en av følgende bruddformer, som også vist i figur 3.2:

- a) Avskjæring av skrueskaftet
- b) Plastifisering av grunnmaterialet i kontaktsonen med skrueskaftet (hullkanttrykk).
- c) Utrivning av grunnmaterialet.
- d) Brudd i grunnmaterialets nettotverrsnitt.



Figur 3.2: Bruddformer for skruer i skjær. Figuren er hentet fra [9].

3.1.4 Kapasitetskrav

Skruens kapasitet skal tilfredstille visse krav under forskjellige lastbilder, og vi vil her gi en gjennomgang av de ulike kravene til kapasitetsvurdering.

Avskjæringskapasitet

Ved avskjæringskapasitet er det ingen lastoverføring før skruens skaft er i kontakt med grunnmaterialet. Dette inntreffer først når den eventuelle forspenningskraften er overskredet. Deretter følger en komplisert spenningstilstand mellom grunnmaterialet, skrue og lasker (platedelene i en avskjæringsforbindelse).

For rullede gjenger (som fremstilles ved at ruller i en gjengemaskin presser gjengeprofilen inn i skrueskaftet) er kapasiteten pr. avskjæringsnitt for fasthetsklasse 4.6 og 8.8, der brudd forekommer i gjenget del gitt ved

$$F_{v.Rd} = \frac{0.6 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}}. \quad (3.1)$$

Her er f_{ub} nominell bruddspenning for skruen, A_s er spenningsarealet og γ_{M2} er materialfaktoren for skruen. I regelverket er $\gamma_{M2} = 1.25$.

For skruer i fasthetsklasse 10.9 der brudd forekommer i gjenget del er

$$F_{v.Rd} = \frac{0.5 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}}. \quad (3.2)$$

Faktoren 0.5 i ligning (3.2) skyldes at 10.9 skruer har lavere duktilitet enn de andre fasthetsklassene. Faktorene 0.6 og 0.5 i henholdsvis ligning (3.1) og (3.2) tar også hensyn til bøyepenninger i skrueskaftet, som er ivare tatt gjennom forsøksresultater.

For alle skruer (4.6, 8.8 og 10.9) der skjæringsnittet går i det ugjengede partiet av skruen er kapasiteten gitt ved

$$F_{v.Rd} = \frac{0.6 f_{ub} A}{\gamma_{M2}}, \quad (3.3)$$

der A er tverrsnittsarealet av ugjenget del av skruen. Forsøk har vist at avskjæringskapasiteten er uavhengig av hvor kraftig mutteren trekkes til. Det vil si at ikke forspente og forspente skruer har samme kapasitet ved skjærbelastning. Ved design av avskjæringsforbindelser er det i tillegg sikrere å anta at avskjæringsnittet går i gjenget del for å i tilfelle ha kapasitetsreserve.

For skårne gjenger reduseres kapasiteten på grunn av de skarpe kjervene (brå tverrsnittsendingene) i gjengene. Kapasiteten er dermed gitt ved

$$F_{v.Rd} = \frac{0.85 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}}. \quad (3.4)$$

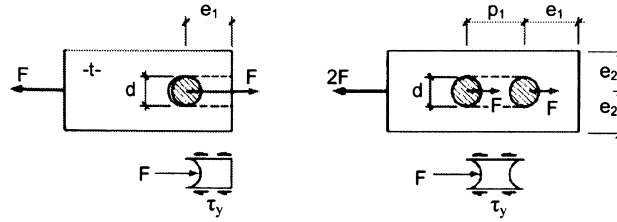
Dersom skjøten er utført med fôr mellom laskene, med tykkelse som er større enn 3 ganger nominell diameter d for skruen må kapasiteten reduseres med faktoren β_p . Der

$$\beta_p = \frac{9d}{8d + 3t_p} \quad \text{med} \quad \beta_p \leq 1, \quad (3.5)$$

der t_p er tykkelsen av platen, d er diameter av skruehullet og d er diameter av skruen. Grunnen til denne styrkereduksjonen er på grunn av når gripelengden for skruen øker utsettes skruen for et større bøyemoment fra skjærkreftene som forflyttes lengre fra hverandre.

3.1.5 Hullkantkapasitet

Ordinære skruer deformeres når de utsettes for skjærbelastning. Det er imidlertid viktig å ta hensyn til at skjærdeformasjoner av forbindelsen øker ved hullkanttrykket til platen, ved at når hullkanttrykket øker blir det større deformasjoner. Når skruen som utsettes for skjærbelastning kommer i kontakt med platematerialet oppstår det kontaktspenninger mellom plate og skrue som må kontrolleres ved hullkantkapasiteten til forbindelsen. Spenningen som opptrer mellom skrueskaftet og hullkanten har en komplisert fordeling. For å forenkle det hele antas jevnt fordelt kontakttrykk over projeksjonen av skrueskaftets diameter d og grunnmaterialets tykkelse t . Dersom e_1 er liten, vil en liten del av grunnmaterialet foran skruen rives ut. Dersom p_1 er for liten, kan man få brudd mellom skruene. Dersom e_1 og p_1 er store, inntreffer brudd i form av plastiske deformasjoner i grunnmaterialet foran skruen. Dette medfører ovalisering av hullet i platen. Begge disse bruddformene er vist i figur 3.3.



Figur 3.3: Utriving av grunnmaterialet foran og mellom skruer. Figuren er hentet fra [9].

Hullkantkapasiteten er gitt ved

$$F_{b.Rd} = \frac{k_1 \alpha_b f_u d t}{\gamma_{M2}}, \quad (3.6)$$

der

$$\alpha_b = \min \left\{ \alpha_d; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1 \right\}, \quad (3.7)$$

og

$$\alpha_d = \begin{cases} \frac{e_1}{3d_0} & \text{for endeskruer} \\ \frac{p_1}{3d_0} - \frac{1}{4} & \text{for innerskruer.} \end{cases} \quad (3.8)$$

α_d ivaretar effekten av hullavstandene i kraftens lengderetning, og k_1 ivaretar virkningen av avstanden mellom skruehull og platens sidekant, som er gitt ved

$$k_1 = \min \left\{ 2.8 \frac{e_2}{d_0} - 1.7; 2.5 \right\} \quad \text{for endeskruer} \quad (3.9)$$

$$k_1 = \min \left\{ 1.4 \frac{p_2}{d_0} - 1.7; 2.5 \right\} \quad \text{for innerskruer} \quad (3.10)$$

De optimale størrelsene for e_1 , e_2 , p_1 og p_2 , det vil si de som gir størst kapasitet for forbindelsen er gitt ved

$$\begin{aligned} e_1 &\geq 3.0d_0 & p_1 &\geq 3.75d_0 \\ e_2 &\geq 1.5d_0 & p_2 &\geq 3.0d_0 \end{aligned}$$

Dette gir

$$F_{b.Rd} = \frac{2.5f_u d t}{\gamma_{m2}}, \quad (3.11)$$

der $k = 2.5$ skyldes en tredimensjonal spenningstilstand. Flytning starter for et høyere spenningsnivå enn ved enaksial spenning.

Ved enkeltsnittede overlapsskjøter med kun én skrue i rekke gir dette store deformasjoner i forbindelsen, der

$$F_{b.Rd} \leq 1.5 \frac{f_u d t}{\gamma_{m2}}. \quad (3.12)$$

For slike forbindelser skal det benyttes underlagsskive under skruehode og mutter.

3.1.6 Kapasitet i strekk

Dette gjelder skruer som er i forbindelseskategori D og E (ikke-forspente og forspente). Ikke-forspente skruer (kategori D) benyttes der det er liten mulighet for at mutteren skal løsne, mens forspente skruer (kategori E) brukes der dette kan forventes.

En skrue i strekk går til brudd ved det minste tverrsnittsarealet (nettotverrsnittet), som er arealet ved roten av gjengene. Dette arealet er omtrent 80% av det totale arealet til ugjenget del av skruen. Strekkapasiteten er gitt ved

$$F_{tRd} = \frac{k_2 f_{ub} A_s}{\gamma_{m2}}, \quad (3.13)$$

der

$$k_2 = \begin{cases} 0.63 & \text{for forsenkede skruer} \\ 0.9 & \text{for andre tilfeller.} \end{cases}$$

Kapastitet med hensyn på gjennomlokking av grunnmaterialet skal kunne påvises ved

$$B_{p.Rd} = \frac{0.6\pi d_m t_p f_u}{\gamma_{m2}}, \quad (3.14)$$

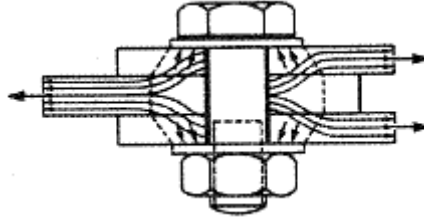
der d_m er den minste av middelveiden av skruehodets eller mutterns hjørnedimensjon og nøkkelvidde. t_p er tykkelsen av platen under skruehodet.

3.1.7 Friksjonsforbindelser

Høyfaste konstruksjonsskruer i fasthetsklasse 8.8 eller 10.9 kan forspennes og dermed ha en friksjonskapasitet ved bruksgrense eller bruddgrensen til forbindelsen. Kapasiteten bestemmes ved friksjonen mellom flatene, og forbindelsen opplever små deformasjoner så lenge den ytre kraften ikke overskrider friksjonskapasiteten. I en dobbellaskskjøl der tre plater er forbundet med en gjennomgående skrue foregår kraftoverføringen i to avskjæringssnitt i skrueskaftet, som vist i figur 3.4. Friksjonskapasiteten er gitt per pr. skrue som

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s n \mu}{\gamma_{M3}} F_{p,C}. \quad (3.15)$$

Her er k_s reduksjonsfaktoren som tar hensyn til skruehullets dimensjon. For normale hull er $k_s = 1$. n er antall friksjonsflater, μ er friksjonskoeffisienten som er typisk $\mu = 0.2$ for ubehandlet plate og γ_{M3} er partialfaktor lik 1.25 i bruddgrensetilstand og 1.1 i bruksgrensetilstand. Forspenningskraften $F_{p,C}$ er vist i ligning 3.32. Dersom skruen



Figur 3.4: Kraftoverføring i en friksjonsforbindelse. Figuren er hentet fra [9].

utsettes for en kombinert strekk- og skjærbelastning reduseres kapasiteten på grunn av redusert kontaktkraft mellom platene. Redusert kapasitet er gitt ved

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s n \mu (F_{p,C} - 0.8 F_{t,Ed})}{\gamma_{M3}}. \quad (3.16)$$

3.1.8 Skruer i kombinert strekk og skjær

Skruer belastet i både strekk og skjær skal påvises ved bruk av følgende interaksjonsformel

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1.4 F_{t,Rd}} \leq 1.0. \quad (3.17)$$

Korreksjonsfaktoren 1.4 oppstår fra forsøk utført på skruer utsatt for forskjellig kombinasjon av strekk og skjær og der brudd har skjedd i gjenget og ugjenget del. De fleste forsøk ligger utenfor den fordelingen som oppstår fra ligning (3.17). I den tidligere prosjekteringsstandarden for stål i Norge, NS3472 ble skruer som er påkjent i kombinert strekk og skjær beregnet ved følgende formel

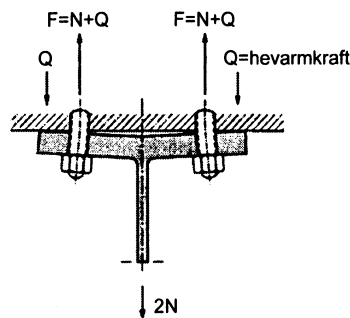
$$\left(\frac{F_{f,v}}{F_{d,v}} \right)^2 + \left(\frac{F_{f,t}}{F_{d,t}} \right)^2 \leq 1. \quad (3.18)$$

Fordelingen fra disse forsøkene ligger nærmere den fordelingen som ligning (3.18) gir, og dermed mer nøyaktig. I Eurokode NS-EN 1993-1-8 har man likevel gått vekk fra å benytte denne interaksjonsformelen og benytter isteden ligning (3.17), som i det Norske miljøet har blitt oppfattet som for konservativ.

3.1.9 Hevarmeffekten

I forbindelser med skruer som er belastet med en ytre strekkraft, som vist i figur 3.5, skal skruene dimensjoneres for både den ytre kraften og eventuelle hevarmeffekter som skyldes deformasjoner i forbindelsen. Dette er en effekt som i mange tilfeller kan være kritisk, og vi skal her presentere en beregningsmodell for denne effekten.

Av figur 3.5 medfører den ytre pålagte strekkraften at det oppstår bøyedeformasjoner i flensen og kontaktkraften Q ved flensens ender. Dette medfører at det blir større krefter i skruene enn den ytre kraften. Videre er det i figur 3.6 vist et T-profil med én skrue på hver side av steget. Ved pålastning oppstår det bøyedeformasjoner i flensen og dermed et fordelt kontaktrykk q mellom flens og underlag, som i beregningene erstattes med en punktlast Q ved hver ende av flensen. Dette gir momentfordeling som vist i figur 3.6-b. Snitt 1-1 er lagt gjennom skruerhullet og snitt 2-2 blir ofte lagt en avstand $0.8r$ fra steget for et valset profil, eller en avstand $0.8a\sqrt{2}$ for sveiede profiler. Av figur 3.6-c ser vi at



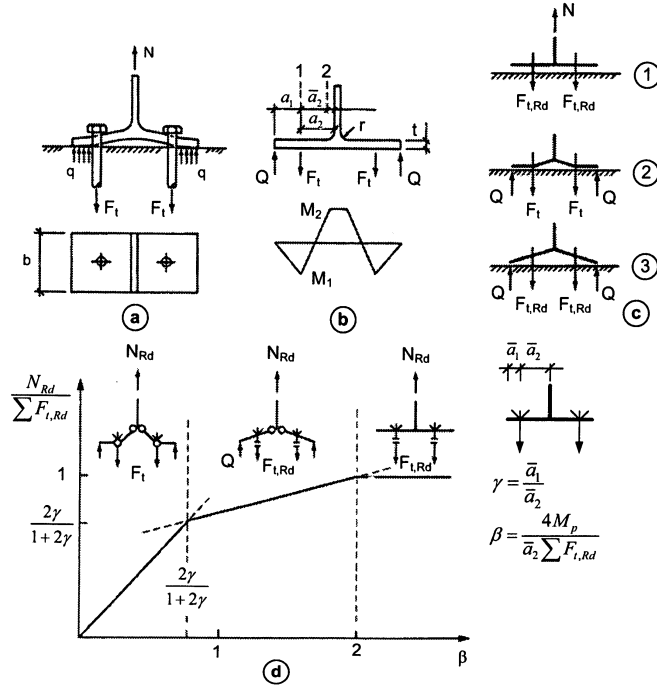
Figur 3.5: Hevarmeffekt i strekkpåkjent forbindelse. Figuren er hentet fra [9].

det er tre bruddformer som er aktuelle i bruddgrensetilstanden.

1. For bøyestive flenser og svake skruer er kontaktrykket neglisjerbart og forbindelsens kapasitet gitt ved $F_{t,Rd}$.
2. For svake flenser og sterke skruer fåes full plastisitet i flensen i snitt 1-1 og 2-2, uten brudd i skruene.
3. Kapasitet av flens og skruer er tilpasset flytning i snitt 2-2 og brudd i skruene.

For bruddform 1 er forbindelseskapasiteten gitt ved summen av skruenes kapasitet

$$N_{Rd} = \sum F_{t,Rd}. \quad (3.19)$$



Figur 3.6: Bruddmekanismer og krefter i en strekkpåkjent T-forbindelse. Figuren er hentet fra [9].

Ved bruddform 2 er

$$N_{Rd} = \frac{4M_{f,pl}}{\bar{a}_2} = \beta \sum F_{t,Rd}, \quad (3.20)$$

der $M_{f,pl}$ er flensens plastiske momentkapasitet, og

$$\beta = \frac{4 \cdot M_{f,pl}}{\bar{a}_2 \sum F_{t,Rd}}. \quad (3.21)$$

Ved bruddform 3 bestemmes kapasiteten fra kraft- og momentlikevekt. Dette gir

$$\frac{N_{Rd}}{2} + Q - \sum F_{t,Rd} = 0, \quad (3.22)$$

$$-Q(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) + F_{t,Rd} \cdot \bar{a}_2 = M_{f,pl}, \quad (3.23)$$

der det er innført en begrensning på kantavstanden \bar{a}_1 gitt ved

$$\bar{a}_1 = \min \begin{cases} a_1 \\ 1.25 \cdot \bar{a}_2. \end{cases} \quad (3.24)$$

Når vi løser dette, får vi

$$N_{Rd} = \frac{2 \cdot M_{f,pl} + \sum F_{t,Rd} \cdot \bar{a}_1}{\bar{a}_1 + \bar{a}_2} = \frac{\beta + 2\gamma}{2 + 2\gamma} \sum F_{t,Rd}, \quad (3.25)$$

der

$$\gamma = \frac{\bar{a}_1}{\bar{a}_2}. \quad (3.26)$$

Avhengig av faktoren β er T-forbindelsens kapasitet gitt ved en av de tre bruddformene. I tillegg er det i beregningen over ikke tatt hensyn til at det plastiske momentet får en reduksjon i skruehullet. Det vil si at det er antatt samme plastisitetmoment i snitt 1-1 og 2-2. Videre er $M_{f,pl}$ bestemt uten hensyn til skjærkraften som virker i snittene og som vil kunne medføre redusert momentkapasitet. I tillegg er T-ens lengde b antatt så liten at flytelinjene i de to snittene er parallelle med flensen. Om vi ønsker å studere profiler med større lengde b er det utviklet beregningsmodeller for dette i for eksempel «Joints in Steel Construction» [29].

Det plastiske momentet $M_{f,pl}$ bestemmes fra at vi antar at hele tverrsnittet har oppnådd flytespenning. Dette gir høyere momentkapasitet enn ved elastisk teori, og vi får

$$M_{f,pl} = W_{f,pl} \cdot f_y, \quad (3.27)$$

der $W_{f,pl}$ er plastisk motstandsmoment og f_y er flytegrensen. $W_{f,pl}$ kan finnes i ståltabeller eller fra det statiske momentet S_y for symmetriske tverrsnitt, der

$$W_{f,pl} = 2 \cdot S_y. \quad (3.28)$$

For bruddform 2 er skruerkraften $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ og $F_{t,Ed}$ må bestemmes. Kontaktkraften Q på flensens ende finnes fra moment- og kraftlikevekt ved

$$Q = \frac{M_{f,pl}}{\bar{a}_1}, \quad (3.29)$$

$$F_{t,Ed} = Q + \frac{N_{Rd}}{2} = M_{f,pl} \left(\frac{1}{\bar{a}_1} + \frac{2}{\bar{a}_2} \right) \leq F_{t,Ed}. \quad (3.30)$$

3.1.10 Forspenning av skruer

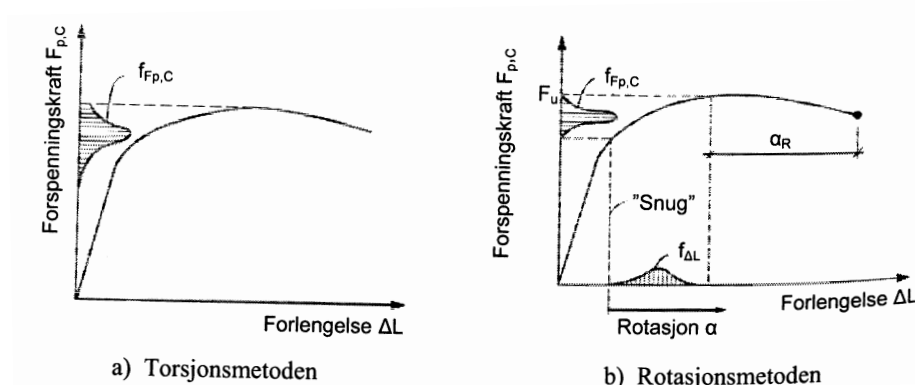
Kapasiteten til friksjonsforbindelser er proporsjonal med skruens forspenning. Det vil si at det er avgjørende at forspenningskraften $F_{p,C}$ blir oppnådd. I NS-EN 1090-2 (Utførelse av stålkonstruksjoner og aluminiumkonstruksjoner - Del 2: Tekniske krav til stålkonstruksjoner) er det gitt følgende metoder for forspenning av skruer:

1. Torsjonsmomentmetoden
2. Rotasjonsmetoden
3. Direkte strekkindikator

I torsjonsmomentmetoden benyttes momentnøkkel for å oppnå påkrevd forspenning. Sammenhengen mellom påsatt moment M_r og forspenning $F_{p,C}$ er gitt ved følgende sammenheng:

$$M_r = k_m \cdot d \cdot F_{p,C}, \quad (3.31)$$

der k_m er en koeffisient som avhenger av friksjonen i gjengene mellom skruer og mutter, samt mutter og underlagsskive. Denne koeffisienten bestemmes fra forsøk for



Figur 3.7: Tiltrekking av skruer ved torsjons- og rotasjonsmetoden. Figuren er hentet fra [9].

aktuell forbindelse. Om man benytter smøremiddel på gjengene vil dette også påvirke friksjonskoeffisienten. Faktorer for diverse smøremiddel blir ofte oppgitt av leverandør.

Ved forspenning av skruer beregnes forspenningskraften ved

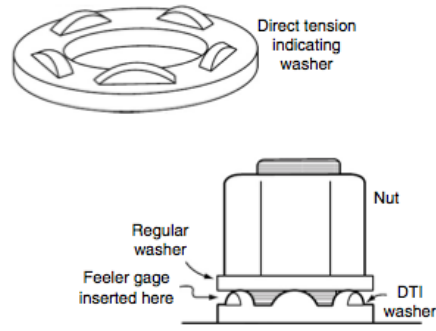
$$F_{p,C} = 0.7 \cdot f_{ub} \cdot A_s, \quad (3.32)$$

der 0.7 er reduksjonsfaktoren, f_{ub} er nominell bruddspenning til skruen og A_s er spenningsarealet til skruen.

Mye av den tilførte energien ved tiltrekking går med til å overvinne friksjonen, og kun en mindre del gir forspenning av skruen. Tiltrekking vil normalt skje i to trinn, med forskjellig verdi for M_r . Figur 3.7 viser at variasjonen i $F_{p,C}$ er proporsjonal med variasjonen i k_m , og variasjonen av den resulterende kraft $F_{p,C}$ vil være som vist i figur 3.7-a. I verste fall kan brudd inntreffe før momentet er oppnådd.

Ved rotasjonsmetoden tiltrekkes skruen først med momentnøkkel som er satt til $0.75M_r$. Dette vil føre til at platene i forbindelsen er klemte sammen («snug fit»), som ofte er metoden som benyttes når ikke det er påkrevd en spesiell forspenningskraft. Deretter gir man mutteren en rotasjon α , som varierer mellom 60° og 120° , avhengig av diameteren på skruen. Rotasjonen medfører en forlengelse ΔL av skruen, og vil normalt deformeres i det plastiske området. For en gitt variasjon av α får man som vist en vesentlig mindre variasjon av $F_{p,C}$. Når rotasjonen foregår under forskyvningskontroll, har man en betydelig rotasjonsreserve før skruen går til brudd.

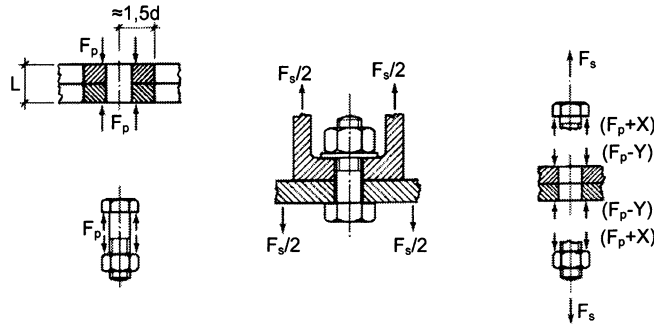
Direkte strekkindikatorer kan benyttes for å verifisere at foreskrevet moment er oppnådd. Dette er en skive med «knaster» på skivens ene side, og plasseres mellom plate og underlagsskive før mutteren, som vist i figur 3.8. Når mutteren tiltrekkes vil knastene deformeres, og ved å benytte en bladføler for og måle avstanden mellom indikator og skive kan man bestemme kraften i skruen.



Figur 3.8: Direkte strekkindikator. Figuren er hentet fra [2].

Strekk i forspent forbindelse

Det ytre arbeidet som påføres ved forspenning går med til friksjonsarbeid, forspenne skruen og elastisk sammentrykking av platene som danner en trykksylinder, som vist i figur 3.9. Når ønsket forspenning er oppnådd, er kraften i skruen $+F_p$ og kraften i



Figur 3.9: Kraftfordeling i strekkbelastet forspent skrueforbindelse. Figuren er hentet fra [9].

trykksylinderen $-F_p$. Dersom vi videre øker den ytre strekkraften F_s , fører dette til en økning X av skrukraften og en reduksjon Y av kraften i trykksylinderen. I tillegg når $Y < F_p$ vil det være kontakt mellom platedelene og da vil forlengelsen ΔL_s og ΔL_p av skrue og trykksylinder, som skyldes tilleggskreftene være like. Dette kan uttrykkes ved

$$\Delta L_s = \frac{X \cdot L}{E \cdot A_s} = \frac{Y \cdot L}{E \cdot A_t} = \Delta L_t, \quad (3.33)$$

der L er skruens klemlengde og A_s og A_t er tverrsnittsarealet av skrue og sylinder.

Fra likevekt har vi

$$F_s = X + Y,$$

og løst gir dette

$$X = F_s \frac{A_s}{A_s + A_t} = F_s \frac{1}{1 + A_t/A_s}, \quad (3.34)$$

$$Y = F_s \frac{A_t}{A_s + A_t} = F_s \frac{1}{1 + A_s/A_t}. \quad (3.35)$$

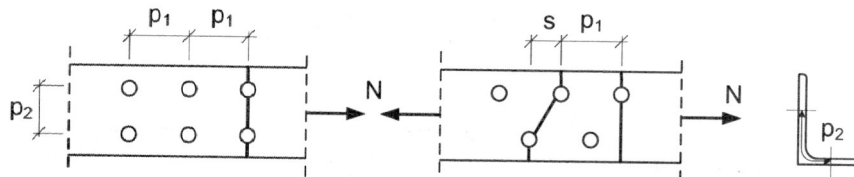
3.1.11 Brudd i grunnmaterialet

Brudd i nettotverrsnitt

For skjærbelastede skruer kan det oppstå brudd i grunnmaterialet i snitt svekket av ett eller flere skruenhull. Kapasiteten er da i følge NS-EN 1993-1-8 gitt ved

$$N_{t.Rd} = \min \begin{cases} N_{pl.Rd} = \frac{f_y A}{\gamma_{m0}} \\ N_{u.Rd} = \frac{0.9 f_u A_{net}}{\gamma_{m2}}, \end{cases} \quad (3.36)$$

der A_{net} er lik bruttotverrsnittet A av komponenten fratrasket hulltverrsnitt(en) $d_0 \cdot t$ på bruddlinjen. Ved kapasitetsberegning ønsker man et forsvarsel om brudd som kan oppstå



Figur 3.10: Beregning av nettotverrsnittets nettoareal. Figuren er hentet fra [9].

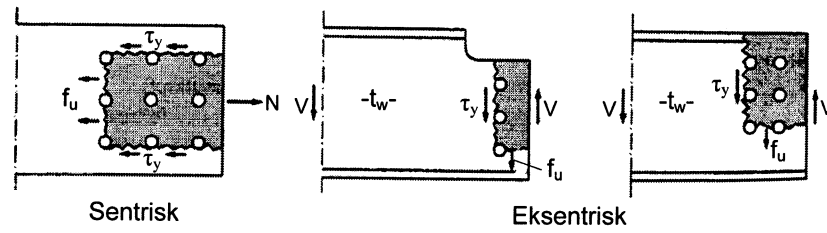
i form av deformasjoner i konstruksjonsdelen. Dette kalles et duktilt brudd, og vil oppnås dersom

$$N_{pl.Rd} < N_{u.Ed}.$$

Om hullene i parallelle skruerader er forskjøvet en avstand s i forhold til hverandre skal fradraget for hull settes lik den største av summen av hull i et snitt normalt på stavaksen eller summen av hull som ligger på en rett eller brukket linje mellom hullene minus $s^2 t / 4 p_2$. For vinkelprofiler der hullene ligger i mer enn ett plan skal p_2 regnes langs en linje langs konstruksjonsdelens midtplan, som vist i figur 3.10.

Utriving av skruegruppe

Selv om vi i kapittel 3.1.5 har tatt hensyn til ende- og kantavstander ved plassering av skruenhull, kan deler av grunnmaterialet mellom skruer rives ut i enden av en



Figur 3.11: Utriving av skruer i sentrisk og eksentrisk belastning. Figuren er hentet fra [9].

konstruksjonsdel, som vist i figur 3.11. Fra figuren ser vi at flytelinjene oppstår slik at de tangerer hullene parallelt med kraftretningen, som er indikert med kraften N og V .

For symmetriske skruer med sentrisk belastning er kapasiteten gitt i henhold til NS-EN 1993-1-8 som

$$N_{eff.Rd} = \frac{f_u A_{nt}}{\gamma_{m2}} + \frac{f_y A_{nv}}{\sqrt{3} \gamma_{m2}}. \quad (3.37)$$

For bjelkeender virker skjærkraften ofte eksentrisk, og er modifisert med en faktor lik 0.5, slik at kapasiteten er gitt ved

$$V_{eff.Rd} = \frac{0.5 f_u A_{nt}}{\gamma_{m2}} + \frac{f_y A_{nv}}{\sqrt{3} \gamma_{m2}}, \quad (3.38)$$

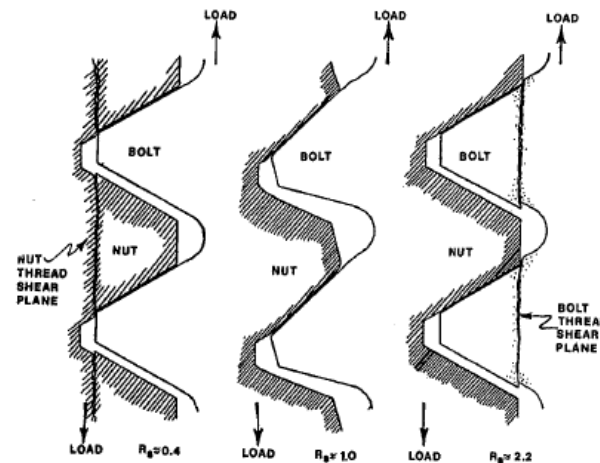
der A_{nt} er nettoareal utsatt for strekk og A_{nv} er nettoareal utsatt for skjær.

3.2 Beregningsgrunnlag for VDI2230

Retningslinjen VDI2230 [31] er et beregningsgrunnlag for hvordan inngrepslengden for skruer kan beregnes når de er installert i et gjenget materiale, som for eksempel gjenget blindhull, som behandles i denne oppgaven. I tillegg gir retningslinjen en systematisk beregning av enkeltskruer i ulike installasjoner. Beregningsgrunnlaget for inngrepslengde («length of engagement») er basert på forsøk og studier utført av Alexander [1]. Vi vil her først gi en gjennomgang av studiet til Alexander [1] og senere presentere beregningsunderlaget i VDI2230. I kapittel 5 vil vi benytte disse beregningsmodellene for materialene og problemstillingen for oppgaven.

3.2.1 Bruddkriterier

Det er i utgangspunktet tre bruddformer for gjenger når en skrue blir belastet med aksiallast, der vi kan få brudd i skruens nettoverrsnitt, stripping av utvendige gjenger og stripping av innvendige gjenger, som av figur 3.12. Med innvendige gjenger menes gjengene i platematerialet og utvendige gjenger er gjenger på skruen. Vi vil senere forklare den relative gjengestyrkefaktoren R_s , som vist i figur 3.12.



Figur 3.12: Ulike bruddformer med effekten av relativ gjengestyrke. Figuren er hentet fra [1].

De tre bruddformene er avhengig av skruen og platematerialets materialstyrke og hvilken inngrepslengde som blir benyttet. I sin enkleste form kan bruddformene forklares ved:

- Brudd i skrue** forekommer når inngrepslengden er lang og platematerialet og skruematerialet er av relativt lik styrke. Bruddet vil da skje i skruens nettotverrsnitt.
- Stripping av utvendige gjenger** forekommer når inngrepslengden er kort og materialet i de innvendige gjengene er av relativ stor styrke i forhold til de utvendige gjengene.
- Stripping av innvendige gjenger** forekommer når materialet i de innvendige gjengene er av relativ lav styrke i forhold til de utvendige gjengene og inngrepslengden er kort.

Ved design av skrueforbindelser ønsker man at skruen skal gå til brudd før de innvendige eller utvendige gjengene går til brudd. Dette ivaretaes ved tilstrekkelig inngrepslengde av skruen. Om tiltrekkingmomentet i skruen skulle være for stort ved installasjon av skruen vil et brudd i skruen være et varsel om at feil tiltrekking har blitt brukt. Om det oppstår brudd i gjengene under tiltrekking kan dette ikke innspiseres, og forbindelsen kan gå til brudd etter et lengre forløp. Bruddet vil forekomme ved stripping av innvendige eller utvendige gjenger. Dette kan for eksempel forekomme ved vekslende belastning på skruen. Vi vil her kun studere skruer med strekkbelastning.

3.2.2 Styrkefaktorer for skruegjenger

Vi vil her gjennomgå hvilke styrkeforhold som påvirker beregningen av nødvendig inngrepslengde.

Spenningsareal for skruer ved strekkbelastning

Siden skruens bruddstyrke er proporsjonal med spenningsarealet for skruen kan vi beregne spenningsarealet for skruer under strekkbelastning ved

$$A_{si} = \frac{\pi}{4} \left[\frac{d_{2i} + d_{2i} - 2 \left(\frac{\sqrt{3}}{4} P - R_i \right)}{2} \right]^2, \quad (3.39)$$

der d_{2i} er delediameteren for skruen, P er gjengedelingen og R_i er rotradiusen til gjengen.

Skjærareal av utvendige gjenger

Skjærarealet for de utvendige gjengene i ubelastet tilstand er arealet som deles av de innvendige- og utvendige gjengene. Skjærarealet har samme lengde som inngrepslengden. Skjærarealet er gitt ved

$$AS_{si} = \frac{L_e}{P} \cdot \pi \cdot D_{li} \left[\frac{P}{2} + (d_{2i} - D_{li}) \frac{1}{\sqrt{3}} \right]. \quad (3.40)$$

Der L_e er inngrepslengden, D_{li} er basis ytterdiameter, P er delingen mellom gjengene og d_{2i} er delediameteren.

Skjærareal for innvendige gjenger

Skjærarealet for de innvendige gjengene er avhengig av gjengedimensjonene til de innvendige gjengene, basisdiameter til skruen og inngrepslengden. Arealet er gitt ved

$$AS_{ni} = \frac{L_e}{P} \cdot \pi \cdot d_i \left[\frac{P}{2} + (d_i - D_{2i}) \frac{1}{\sqrt{3}} \right]. \quad (3.41)$$

Der L_e er inngrepslengden, d_i er basis diameter for skruegjengene og D_{2i} er delediameteren for de innvendige gjengene.

Forholdet mellom skjærstyrke og strekkstyrke

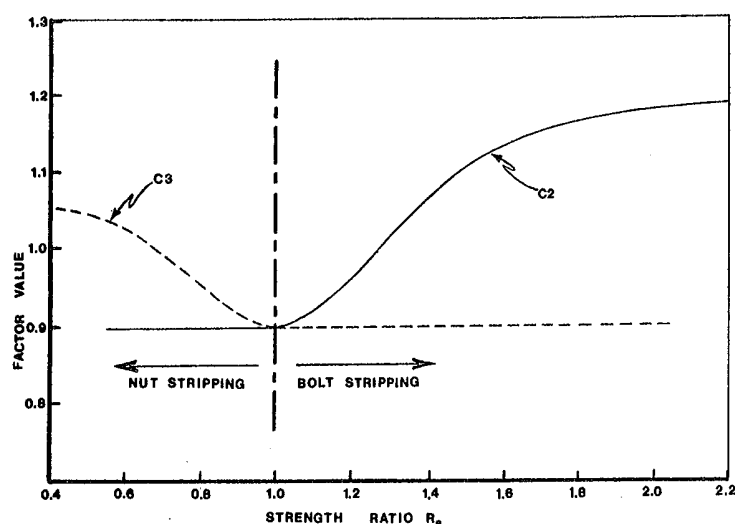
For stålmaterialer er bruddstyrken i skjær lavere enn bruddstyrken i strekk. Forholdet mellom disse kan vises ved bruk av von Mises flytekriterium ved at forholdet mellom disse er $1/\sqrt{3}$, som også er undersøkt ved forsøk av materialer. Siden skjærstyrken er avhengig av bøyning av gjengene vil vi senere vise hvordan man kan ta hensyn til dette ved reduksjonsfaktorene C_2 og C_3 , for henholdsvis innvendige og utvendige gjenger. Definisjonen av von Mises flytekriterium er gitt i avsnitt 6.7.

Relativ gjengestyrkefaktor

Forholdet mellom materialstyrken til de innvendige og utvendige gjengene defineres ved gjengestyrkefaktoren R_s . Denne faktoren avgjør i hvor stor grad det forekommer gjengebøyning av de innvendige og utvendige gjengene, som av figur 3.12. Faktoren er gitt ved

$$R_s = \frac{\sigma_n AS_n}{\sigma_s AS_s}, \quad (3.42)$$

der σ_n er bruddstyrken for de interne gjengene og σ_s er bruddstyrken til de utvendige gjengene. AS_n og AS_s er gitt i ligning (3.41) og (3.40). Under pålagt aksiallast av skruen vil de innvendige og utvendige gjengene bli elastisk deformert og videre plastisk deformert eller bøyd ved høy pålagt last. Ved økende bøyning av gjengene avtar det effektive skjærarealet og kontaktflatene mellom gjengene. Dette resulterer i faktoren R_s og kan fremstilles grafisk som i figur 3.13. Figuren er delt inn i to soner, der stripping av de innvendige gjengene forekommer når styrkeforholdet er mindre enn 1 som ivaretas av reduksjonsfaktoren C_3 , og stripping av de utvendige gjengene når styrkeforholdet er høyere enn 1, som ivaretas av reduksjonsfaktoren C_2 .



Figur 3.13: Reduksjonsfaktoren C_2 og C_3 for bøyning av gjenger. Figuren er hentet fra [1].

Når R_s øker fra lave til høyere verdier avtar C_3 -kurven og flater ut når R_s når 1. For lave verdier av R_s har de utvendige gjengene høy styrke og derfor deformeres de ikke mye og kontaktflaten på 60° til skruaksen for metriske gjenger ivaretas. Dette medfører at de innvendige gjengene er fastholdt mot deformasjon og vil bli skåret rett av ved gjengestripping, som vist av figur 3.12, tilfelle til venstre. Ettersom faktoren R_s øker i verdi vil styrken til de utvendige gjengene avta som bidrar til reduksjon i det effektive skjærarealet. Ved verdier for R_s nær 1 vil både de innvendige og utvendige gjengene bli utsatt for store deformasjon ved høy pålagt last. For verdier av R_s større enn 1 vil føre til

stripping av de utvendige gjengene og ivaretas av reduksjonsfaktoren C_2 . Denne kurven kan forklares på samme måte som C_3 -kurven.

Verdier for C_2 og C_3 fra figur 3.13 kan beregnes ved

$$C_2 = \begin{cases} 5.594 - 13.682R_s + 14.107R_s^2 - 6.057R_s^3 + 0.9353R_s^4 & \text{for } 1 < R_s < 2.2 \\ 0.897 & \text{for } R_s \leq 1 \end{cases} \quad (3.43)$$

og

$$C_3 = \begin{cases} 0.728 + 1.769R_s - 2.896R_s^2 + 1.296R_s^3 & \text{for } 0.4 < R_s < 1 \\ 0.897 & \text{for } R_s \geq 1. \end{cases} \quad (3.44)$$

Verdiene for både C_2 og C_3 fremkommer ved forsøk.

Under pålasting oppstår det i tillegg en ekspansjon av de innvendige gjengene, som fører til at delediameteren øker og skjærarealet for de innvendige og utvendige gjengene reduseres. Ved forsøk har Alexander [1] studert dette ved skrue- og mutterforbindelser og funnet ut at dette fenomenet er relatert til veggtykkelsen og nøkkelvidden av mutteren, som er representert ved at forholdet s/d avtar. Dette forholdet er gitt ved styrkereduksjonsfaktoren som

$$C_1 = 3.8 \cdot \frac{s}{d} - \left(\frac{s}{d}\right)^2 - 2.61 \quad \text{for } 1.4 \leq \frac{s}{d} < 1.9. \quad (3.45)$$

Ligning (3.45) er presentert grafisk i figur 3.14 og er gyldig for både innvendige og utvendige gjenger.

Antall gjenger i inngrep

Antall gjenger i inngrepslengden er avgjørende for den statiske og dynamiske styrken for skruen. Dette har blitt undersøkt i en rekke forsøk [1], der et vist antall gjenger i inngrepet er nødvendig. Etterhvert som antall gjenger reduseres i inngrepssonen forflytter bruddsnittet seg fra brudd i skruens nettotverrsnitt til stripping av skruegjengene. For å kunne beregne lasten som forårsaker brudd i skrue eller i de innvendige eller utvendige gjengene er følgende ligninger etablert:

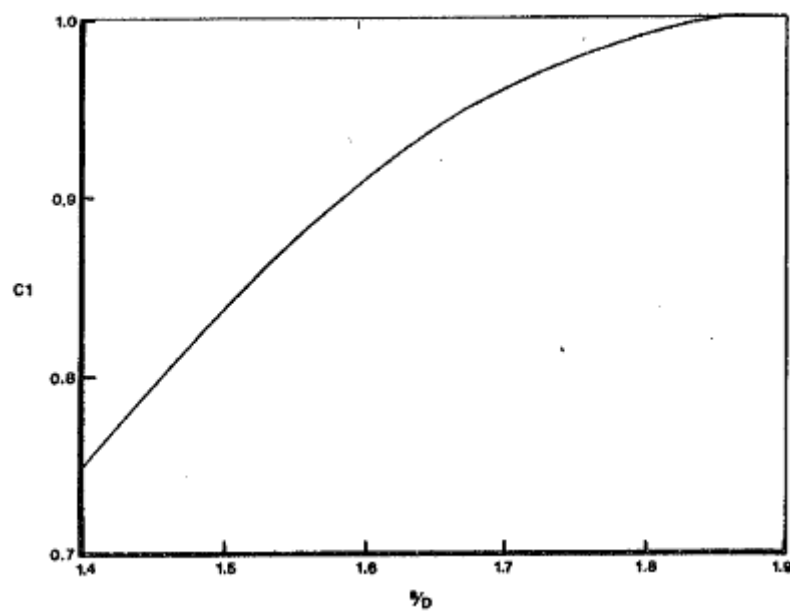
$$P_{bb} = \sigma_s \cdot A_{si}, \quad (3.46)$$

$$P_{bs} = \sigma_s \cdot AS_{si} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot \frac{1}{\sqrt{3}}, \quad (3.47)$$

$$P_{ns} = \sigma_n \cdot AS_{ni} \cdot C_1 \cdot C_3 \cdot \frac{1}{\sqrt{3}}. \quad (3.48)$$

Der P_{bb} presenterer last for brudd i skruens nettotverrsnitt, P_{bs} er bruddlast for stripping av utvendige gjenger og P_{ns} er bruddlast for stripping av innvendige gjenger. Faktoren $1/\sqrt{3}$ er faktoren for sammenhengen mellom skjær- og strekkstyrke (von Mises kriteriet).

Vi vil senere i avsnitt benytte de faktorene som her er vist for å beskrive hvordan inngrepslengden kan beregnes i henhold til VDI2230 [31].



Figur 3.14: Styrkereduksjonsfaktor C_1 for ekspansjon av innvendige gjenger. Figuren er hentet fra [1].

3.3 Metode for inngrepslengde fra VDI2230

En benyttet retningslinje for beregning av inngrepslengde av skruer er spesifisert i «VDI 2230 Blatt 1 - Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen» [31]. Retningslinjen er utgitt av «VDI – Verein Deutscher Ingenieure». Retningslinjen tar for seg design og beregning av høyfaste sylinderskruer, blant annet presenterer den en systematisk beregning av inngrepslengde av gjenger for skruer installert i et materiale. Beregningsmodellen som er gitt i VDI2230 for inngrepslengden er basert på Alexander [1], som er presentert i avsnitt 3.2.

For standard skrueforbindelser, der man har skrue med mutter vil mutteren gi full bæreevne hvis skrue og mutter er av samme fasthetsklasse. For eksempel skrue i fasthetsklasse 8.8 med 8 mutter. Dette fremkommer av figur 3.15

Fra teori og praksis vet vi at om man skrur en skrue inn i materiale av lavere fasthetsklasse enn skruen vil gjengene på mutteren strippe ved en kritisk inngrepslengde. Ved stripping menes at gjengepartiet på de innvendige eller utvendige gjengene rives av og forbindelsen går deretter til brudd. Det vil si at bærevnen til forbindelsen er avhengig av skjærarealet som er definert av den utvendige diameteren av skruengjengene og skjærstyrken av mutter eller platematerialet, som ble beskrevet i avsnitt 3.2.

Beregningsmodellen som er angitt i VDI 2230 gir inngrepslengden eller mutterhøyden for skrueforbindelsen. Modellen er basert på antagelsen om at skruen kun er utsatt for strekk, og utledes fra skjærstyrken til de innvendige gjengene. Ved plastifisering av gjengene vil gjengene gå til brudd og vi får stripping av gjengepartiet. Vi antar her at det er en uniform lastfordelingen over gjengene. Lastfordelingen langs gjengene er studert av blant annet Sopwith, Yamamoto og Tseng [21, 32, 30] ved bruk av forskjellige metoder, men konkludert med at lastfordelingen langs gjengepartiet ved pålagt aksiallast på skruen ikke er jevnt fordelt. Ved pålastning vil den første gjengen ta opp til 60% av lasten, og gjengene innover vil bære mindre og mindre av lasten etter som vi beveger oss innover. Ved pålastning som medfører plastifisering av de første gjengene vil imidlertid lastfordelingen få en mer jevn fordeling.

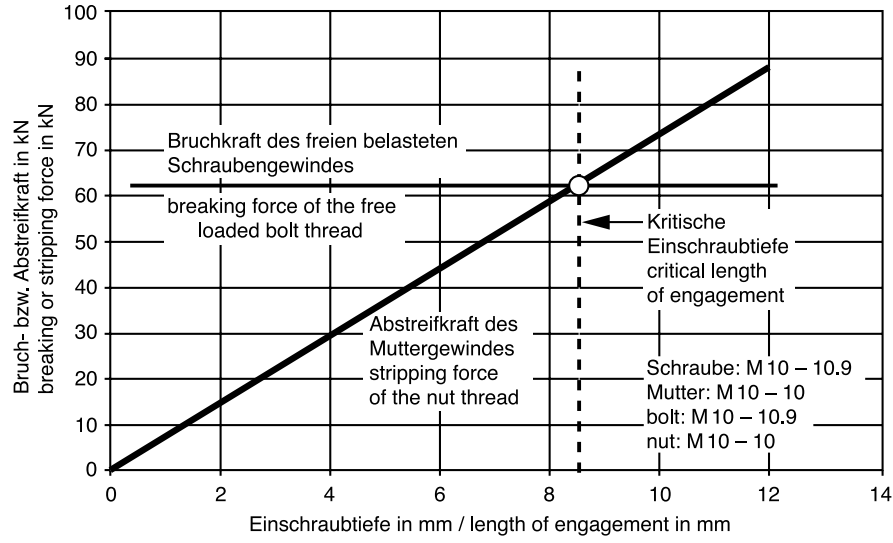
3.3.1 Beregning

Mange av faktorene som inngår her er identiske med de som er presentert i avsnitt 3.2, men vi velger her å gjengi de med betegnelser som vist i VDI2230 [31].

Kraften som skal til for å forårsake stripping av de de innvendige gjengene F_{mGM} og den nødvendige inngrepslengden m_{eff} beregnes i henhold til [1] med skjærstyrken τ_{BM} og skjærarealet av de innvendige gjengene A_{SGM} .

Strippekraften av de interne gjengene er gitt ved

$$F_{mGM} = \tau_{BM} \cdot A_{SGM} \cdot C_1 \cdot C_3, \quad (3.49)$$



Figur 3.15: Kritisk inngrepslengde mot brudd eller strippekraft. Figuren er hentet fra [31].

med

$$A_{SGM} = \pi \cdot d \cdot \frac{m_{eff}}{P} \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \tan 30^\circ \right]. \quad (3.50)$$

Der A_{SGM} er skjærarealet for de interne gjengene under pålagt last. For gjengene kan vi beregne styrkereduksjonsfaktoren som tar hensyn til ekspansjon av de innvendige gjengene ved

$$C_1 = 3.8 \cdot \frac{s}{d} - \left(\frac{s}{d} \right)^2 - 2.61. \quad (3.51)$$

Her er s nøkkelvidden av mutteren. For faktoren C_1 er det satt et gyldighetsområde ved $s/d = 1.4$ til 1.9 , og $C_1 = 1$ for andre tilfeller. Faktoren som tar hensyn til bøyning av de interne gjengene er gitt ved

$$C_3 = \begin{cases} 0.728 + 1.769R_s - 2.896R_s^2 + 1.296R_s^3 & \text{for } 0.4 < R_s < 1 \\ 0.897 & \text{for } R_s \leq 1. \end{cases} \quad (3.52)$$

Styrkeforholdet R_s med skjærstyrken τ og skjærarealet A_{SG} for mutter og skrue beregnes ved

$$R_s = \frac{\tau_{BM} \cdot A_{SGM}}{\tau_{BS} \cdot A_{SGS}}, \quad (3.53)$$

der

$$A_{SGS} = \pi \cdot D_1 \frac{m_{eff}}{P} \left[\frac{P}{2} + (d_2 - D_1) \tan 30^\circ \right]. \quad (3.54)$$

For styrkeforholdene i likning (3.50) og (3.53) og ved samme skjærstyrkeforhold får vi

$$R_s = \frac{d \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \tan 30^\circ \right]}{D_1 \cdot \left[\frac{P}{2} + (d_2 - D_1) \tan 30^\circ \right]} \cdot \frac{R_{mM}}{R_{mS}}. \quad (3.55)$$

Dermed får vi kraften som skal til for å strippe gjengene ved

$$F_{mGM} = C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot \frac{m_{eff}}{P} \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \tan 30^\circ \right] \pi \cdot d. \quad (3.56)$$

I henhold til designprinsippet sammenlignes strippekraften for muttergjengene med bruddkraften til de frie skruegjengene ved $F_{mS} = R_M \cdot A_s$, slik at

$$F_{mGM} \leq F_{mS}. \quad (3.57)$$

FVed bruk av ligning (3.56) og (3.57) får vi

$$C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot \frac{m_{eff}}{P} \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ \right] \pi \cdot d \leq R_M \cdot A_s, \quad (3.58)$$

som vi kan løse med hensyn på inngrepslengden ved

$$m_{eff} = \frac{R_m \cdot A_s \cdot P}{\{C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ \right] \pi \cdot d\}}. \quad (3.59)$$

Ved forsøk utført av Alexander [1] er det funnet ut at en inngrepslengde lik $0.8P$ forblir ulastet slik at minste inngrepslengde beregnes ved

$$m_{effmin} = m_{eff} + 0.8P \quad (3.60)$$

3.4 Metode basert på skjærstyrke og geometri

Metoden utviklet av Alexander [1] er basert på at de utvendige gjengene strippes ved delediameter og ved nominell diameter for de innvendige gjengene. Beregningsmetoden fra VDI2230 [31] gir imidlertid et annet resultat for inngrepslengden og viser ikke konservative resultater ved forsøk av Dose [5]. Vi vil derfor presentere en metode av Dose som tar hensyn til skjærstyrken av materialene i brudd- og bruksgrensetilstand, og benytter de geometriske størrelsene skjærdiameter d_τ og skjærflatearealet A_τ for å beregne nødvendig inngrepslengde.

3.4.1 Minimum inngrepslengde ved skruebrudd

Vi benytter oss her av strekkfastheten til materialet, og kan definere skjærstyrken til materialene ved å benytte von Mises flytekriterium i ren skjær, som beskrevet i avsnitt 6.7 ved

$$\beta = \frac{R_m}{\sqrt{3}}. \quad (3.61)$$

Her er R_m strekkfastheten til materialet. Dose gir også metoder for å beregne skjærstyrken for materialer der ikke von Mises flytekriterium ikke gir en god antagelse, men for materialene benyttet i denne oppgaven (S420 karbonstål og syrefast rustfritt stål AISI 316L) antar vi von Mises flytekriterium som korrekt.

Vi kan da definere skjærstyrken til de innvendige- og utvendige gjengene ved

$$\tau_{mB} = \beta_B \cdot R_{mB} \quad (3.62)$$

og

$$\tau_{mM} = \beta_M \cdot R_{mM}. \quad (3.63)$$

Der τ_{mB} og τ_{mM} er skjærstyrken for henholdsvis skrue (utvendige gjenger) og plate (innvendige gjenger), ved indeksene B og M .

Fra materialstyrkene kan vi bestemme hvor mye av lasten som vil bæres av henholdsvis utvendige og innvendige gjenger ved

$$\alpha_B = \frac{\tau_{mM}}{(\tau_{mM} + \tau_{mB})} \quad (3.64)$$

og

$$\alpha_M = 1 - \alpha_B. \quad (3.65)$$

Av figur 2.6 ser vi at midt mellom bunn og topp av gjengeprofilen ligger delediameteren d_2 . Avstanden fra delediameteren d_2 til topp av profilen er $H/2$. Vi spesifiseres en ny faktor

$$\frac{\Delta d}{2} = \frac{H}{2} - \frac{H_B}{2}, \quad (3.66)$$

der

$$H_B = \alpha_B \cdot \frac{P}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}. \quad (3.67)$$

Når vi inkluderer delediameteren d_2 får vi

$$\frac{1}{2} = \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{H}{P}, \quad (3.68)$$

og med faktoren α_B kan vi beregne strippediameteren ved

$$d_\tau = d_2 + \left(\frac{1}{2} - \alpha_B\right) \cdot \frac{P}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}. \quad (3.69)$$

Siden delingen P er inkludert i ligning (3.69) kan vi beregne strippediameteren for alle typer gjenger, både fine og grove gjenger, selv om vi her vil konsentrere oss om grove gjenger i henhold til standard ISO 724 [24] med flankevinkel $\alpha/2 = 30^\circ$.

Bruddkraften for skruer kan beregnes på tilsvarende måte som i Eurokode 3 [28] og presentert i ligning (3.13), men vi tar ikke her hensyn til materialfaktoren γ_{M2} og reduksjonsfaktoren k_2 , og får

$$F_{Br} = R_{mB} \cdot A_s. \quad (3.70)$$

Ved bruddkraften F_{Br} vil en sylinder av materialet rives ut og skjærflatearealet for denne sylindringen kan beregnes ved

$$A_\tau = F_{Br} \cdot \left(\frac{1}{\tau_{mM}} + \frac{1}{\tau_{mB}} \right). \quad (3.71)$$

Minste inngrepslengde kan nå beregnes ved at vi har likevekt mellom de innvendige- og utvendige gjengene og skjærflatearealet, som beregnes ved

$$m_{min} = \frac{A_\tau}{(d_\tau \cdot \pi)}. \quad (3.72)$$

Siden denne inngrepslengden er basert på likevekt har vi ingen form for sikkerhetsfaktor i beregningene. Dose [5] har ved forsøk kommet frem til økning av lengden med 5%, slik at

$$m_{erf} = m_{min} \cdot 1.05. \quad (3.73)$$

3.4.2 Anbefalt inngrepslengde ved arbeidslast

Beregningen for inngrepslengde er i avsnitt 3.4.1 basert på bruddfastheten til materialet, og vi vil kunne beregne inngrepslengden når forbindelsen ved et forsøk blir belastet til brudd. Ved arbeidsbelastning ønsker vi isteden å benytte flytegrensen til materialene, og gjennomfører beregningene på tilsvarende måte som i forrige avsnitt.

For skruen kan vi beregne kraften ved flyt av materialet ved

$$F_p = R_p \cdot A_s \quad (3.74)$$

På tilsvarende måte kan også skjærstyrken ved flyt beregnes for de innvendige og utvendige gjengene ved

$$\tau_{pB} = \beta_B \cdot R_{pB} \quad (3.75)$$

og

$$\tau_{pM} = \beta_M \cdot R_{pM}. \quad (3.76)$$

Fordelingsfaktoren α for henholdsvis innvendige og utvendige gjenger kan beregnes ved

$$\alpha_B = \frac{\tau_{pM}}{\tau_{pM} + \tau_{pB}} \quad (3.77)$$

og

$$\alpha_M = 1 - \alpha_B. \quad (3.78)$$

Strippediameteren fremkommer ved

$$d_\tau = d_2 + \left(\frac{1}{2} - \alpha_B\right) \cdot \frac{P}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (3.79)$$

med tilhørende skjærflateareal

$$A_\tau = F_p \left(\frac{1}{\tau_{pM}} + \frac{1}{\tau_{pB}} \right). \quad (3.80)$$

Vi kan dermed beregne nødvendig inngrepslengde for forbindelsen ved

$$m_{erf} = \frac{A_\tau}{(d_\tau \cdot \pi)}. \quad (3.81)$$

Vi vil senere i kapittel 5 benytte disse beregningsmetodene for materialene som blir benyttet i denne oppgaven, og senere i kapittel 8 sammenligne med de andre metodene.

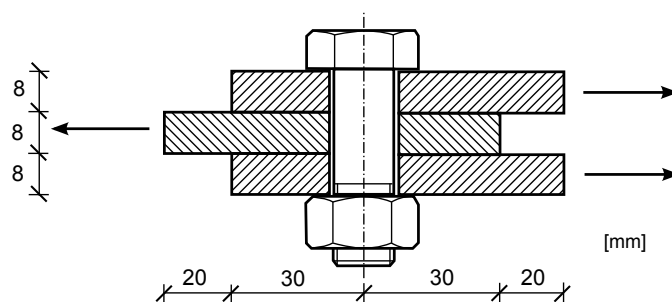
Kapittel 4

Presentasjon av aktuelle skrueforbindelser

Oppgaven har i hovedsak fokus på å systematisere eksisterende metoder for å beregne inngrepslengde av skruer i gjenget blindhull, samt gjennomføre kapasitetsberegninger av samme forbindelse ved bruk av elementberegninger. For en dobbelsnittet skjærforbindelse er de analytiske beregningsmetodene godt etablert i Eurokode 3. Vi vil derfor først kapasitetsberegne en dobbelsnittet skjærforbindelse i henhold til regelverket med analytiske beregninger, og deretter sammenligne disse med resultater fra elementberegninger. Vi vil videre gi en kapasitetsvurdering av skrue som er installert i gjenget materiale ved analytiske beregningsmetoder og elementberegninger. Vi vil her gi en presentasjon av de aktuelle skrueforbindelsene som denne oppgaven omhandler.

4.1 Dobbelstnittet skjærforbindelse

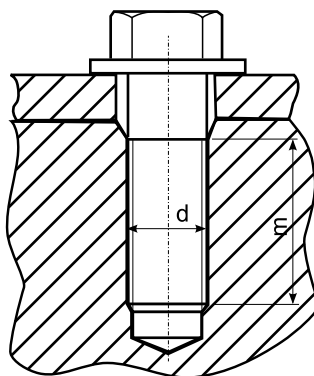
For å angripe utfordringen ved kapasitetsvurdering av skruer på en enkel måte vil vi først vurdere en dobbelsnittet skjærforbindelse. En slik forbindelse kalles også gjerne for en laskeskjøt siden tre plater føyes sammen med en gjennomgående skrue med mutter. Ved belastning vinkelrett på skruens akse vil skruen bli belastet i skjær og eventuelt bli avskåret i to avskjæringssnitt, således dobbelsnittet. Forbindelsen er modellert i henhold til Eurokode 3, del 1-8 [28] med kantavstander og mål som anbefalt, se figur 4.1. Skruen har dimensjonen M16 - 8.8. Skruen følger da den metriske normen med en skaftdiameter på 16 mm og fasthetsklasse 8.8. Platematerialet er av stålklasse S420, som har en flytegrense på 420 MPa. Avskjæringskapasiteten til en slik forbindelse bestemmes ved å betrakte forskjellige bruddformer, som tidligere beskrevet i avsnitt 3.1.4. Vi vil senere beskrive hvordan forbindelsen er kapasitetsvurdert i henhold til regelverket NS-EN 1993-1-8 [28], og ved bruk av elementberegningsprogrammet Abaqus.



Figur 4.1: Dimensjoner for dobbelsnittet skjærforbindelse.

4.2 Skruer installert i gjenget blindhull

Oppgavens hovedfokus er å bestemme kapasiteten eller nødvendig inngrepslengde for en skrue installert i et gjenget blindhull, som vist i figur 4.2. For blindhull er det ikke boret hull gjennom hele komponenten. Forbindelsen viser en standard konstruksjonsskrue som er installert i en gjenget tilstøtende del. Denne tilstøtende delen kan være en plate eller lignende. Ved installasjon av slike forbindelser er det viktig at forbindelsen designes slik



Figur 4.2: Typisk skrue installert i gjenget blindhull

at skruen går til brudd før eventuelt gjengene rives ut, såkalt gjengestripping. Man ønsker således å forsikre seg om at det ikke oppstår defekter i skruegjengene, som kan gi fatale konsekvenser om forbindelsen går til brudd under drift.

Skrues i gjenget blindhull benyttes av Aibel AS på mange steder. Et eksempel er for løfteøyer på løfterammer som løftes inn med dekkskran, eller for innfesting av utstyrsenheter på en ferdig malt dekkseksjon, der enheten skrues fast til ferdige monterte platebrikker («pads») med gjenget blindhull. Andre bruksområder kan være innfesting av tilkomstplattformer og andre komponenter som ikke lar seg føye sammen med tilstøtende komponent med standard skrue- og mutterforbindelse.

Kapittel 5

Håndberegninger ved bruk av regelverk og retningslinjer

Vi vil nå utføre håndberegninger av de forbindelsene som er presentert i kapittel 4. Vi vil også senere trekke sammenligninger med de numeriske beregningene som utføres ved bruk av elementberegningsprogrammet Abaqus. Dobbelsnittet skjærforbindelse vil bli beregnet ved bruk av Eurokode 3, del 1-8 (NS-EN 1993-1-8) [28] og for skrue installert i gjenget blindhull vil beregninger fra retningslinje VDI2230 [31] og andre metoder fra Dose [5] og Machinery's Handbook [8] bli presentert. Teorien fra NS-EN 1993-1-8, VDI2230 og Dose er presentert i avsnitt 3. Materialdata presentert i tabell 5.1 vil bli benyttet når vi beregninger de ulike skrueforbindelsene.

Tabell 5.1: Flytespenning (f_y), bruddspenning (f_u) og elastisitetsmodul (E) for to forskjellige stålmaterialer (S420 og AISI 316L).

Materiale	f_y [MPa]	f_u [MPa]	E [GPa]
S420	420	520	210
AISI 316L	220	530	200

5.1 Dobbelsnittet skjærforbindelse

Kapasitetsberegning av den dobbelsnittede skjærforbindelsen som presentert i avsnitt 4.1 skal utføres i henhold til det internasjonale regelverket Eurokode 3, del 1-8 [28]. Som vist i teorigrunnlaget i avsnitt 3.1.4 har forbindelsen forskjellige bruddformer. Vi ønsker å studere oppførselen til skruen, når skrueskaftet får skjærbelastning i to snitt. Dette er som oftest den belastningen som blir dimensjonerende ved kapasitetsberegning av avskjæringsforbindelser. Forbindelsen i figur 4.1 er derfor overdimensjonert med tanke på hullkantkapasitet for å sikre brudd i skruen i form av avskjæring av skrueskaftet.

Forbindelsen er også utformet med symmetri for å unngå uønskede effekter, som for eksempel vridning. Vi vil derfor oppnå ren skjærbelastning av skrueskiftet.

Vi antar at avskjæringssnittene vil gå i ugjenget del av skrueskiftet, og kapasiteten er gitt ved

$$F_{v.Rd} = \frac{0.6 f_{ub} A}{\gamma_{M2}}, \quad (5.1)$$

der f_{ub} er lik 800 MPa i strekkfasthet for skruer i fasthetsklasse 8.8, og tverrsnittsarealet A for en M16-skruer (diameter 16mm) er 201 mm^2 .

Avskjæringskapasiteten for M16 skruer i fasthetsklasse 8.8 gir med dimensjoneringsdataene over, og innsatt i ligning (5.1)

$$F_{v.Rd} = \frac{0.6 \cdot 800 \cdot 201}{1.25} \approx 77.2 \text{ kN}. \quad (5.2)$$

For beregningen som er presentert her kan kapasiteten være høyere enn beregnet og dermed ikke direkte sammenlignbar med beregningene som blir utført ved hjelp av numeriske beregninger. Dette skyldes at beregningsreglene i Eurokode 3 er basert på forsøksdata. Vi må derfor betrakte dette når vi senere skal sammenligne med de numeriske beregningene.

5.2 Skruer i gjenget blindhull

Vi går nå over til å studere skruer i gjenget blindhull. Det er utarbeidet mange metoder for å beregne skruens inngrepslengde, men ingen av disse beregner den eksakt. Metodene som her er presentert, kan likevel gi et overslag for hvor stor inngrepslengden bør være for ulike kombinasjoner av materialer.

Felles for alle metodene er at man ønsker et brudd i skruen før eventuelt stripping av de innvendige eller utvendige gjengene.

5.2.1 Overslagsberegning av inngrepslengde

Som presentert i Machinery's Handbook [8], eksisterer det en forenklet metode for å beregne inngrepslengden av skruer som er installert i materialer med samme type og forskjellige materialegenskaper. Metoden er basert på standard FED-STB-H28/2B, 1991. Metoden er utviklet for amerikanske skruedimensjoner, men vil gi et anslag av inngrepslengden for metriske skruer presentert i avsnitt 2.6.

For å forsikre seg om at skruen går til brudd før gjengene strippest defineres en sikkerhetsfaktor ved at skjærarealet er dobbelt så stort som spenningsarealet i strekk.

$$L_e = \frac{2A_s}{0.5\pi(D - 0.64952P)}. \quad (5.3)$$

Her er L_e minimum inngrepslengde, A_s er spenningsarealet i strekk, D er nominell diameter av skrue og P er gjengedelingen.

Denne beregningen tar utgangspunkt i at materialene for innvendige og utvendige gjenger er av samme type. Dersom materialet for de innvendige gjengene har lavere styrke, beregnes en fordelingsfaktor J . Fordelingsfaktoren beregnes ved å dividere nominell strekkfasthet i skruen med nominell strekkfasthet for platematerialet. Vi kan deretter beregne ny inngrepslengde ved å multiplisere opprinnelig estimert inngrepslengde L_e med faktoren J , som

$$L_{e,2} = J \cdot L_e, \quad (5.4)$$

slik at $L_{e,2}$ blir inngrepslengde for kombinasjon av materialer med ulik styrke.

For materialene benyttet i denne oppgaven kan vi nå gjøre et overslag over inngrepslengden L_e ut fra ligning (5.3) og (5.4), ved bruk av materialdata i tabell 5.1.

Først beregnes nødvendig inngrepslengde om materialene har lik styrke fra ligning (5.3). Vi velger en M20-skrue med gjengedeling på 2.5 mm. Spenningsarealet for skruen er 245 mm^2 , og nominell strekkfasthet 800 MPa. Vi får

$$L_e = \frac{2 \cdot A_s}{0.5 \cdot \pi(D - 0.64952 \cdot P)} = 16.975 \text{ mm}. \quad (5.5)$$

Dette tilsvarer en inngrepslengde som er $0.85 \cdot D$, og denne er mindre enn skruens ytre diameter $D = 20 \text{ mm}$. Siden skruen skal installeres i et blindhull av platemateriale S420 eller AISI 316L, må vi beregne multiplikasjonsfaktoren J for å ta høyde for ulik materialstyrke. For karbonstålet S420 beregnes

$$J_{S420} = \frac{800 \text{ MPa}}{520 \text{ MPa}} = 1.538. \quad (5.6)$$

For AISI 316L beregnes faktoren J til

$$J_{316L} = \frac{800 \text{ MPa}}{530 \text{ MPa}} = 1.50. \quad (5.7)$$

Vi kan nå beregne endelige inngrepslengder for de to materialtypene ved å benytte ligning (5.4). For S420 får vi

$$L_{e,2} = J_{S420} \cdot L_e = 26.1 \text{ mm}. \quad (5.8)$$

For AISI 316L beregner vi total inngrepslengde til å være

$$L_{e,2} = J_{316L} \cdot L_e = 24.5 \text{ mm}. \quad (5.9)$$

Dette betyr at for karbonstålet S420 har vi en total inngrepslengde som er 1.3 ganger ytre diameter for skruen, og for det rustfrie syrefaste stålet AISI 316L har vi en total inngrepslengde som er 1.2 ganger ytre diameter for skruen.

Fra skrueleverandør Arvid Nilsson [12], tabell 51 kan man lese av en inngrepslengde $1.0 \cdot D$ for skrue i fasthetsklasse 8.8 paret med S420 og AISI316L. Verdiene vi her har beregnet fra Machinerys Handbook [8] og skrueteknikkbok [12], er ikke veldig forskjellige fra disse. Det er imidlertid vanskelig å angi hvilke antagelser beregningene i [12] er basert på siden Svensk Standard SS 1964:1989 er benyttet og vi ikke har klart å oppdrive denne.

5.2.2 Beregning basert på skjærstyrke og geometri

Fra avsnitt 3.4.2 der vi har definert skjærdiameteren for stripping og inngrepslengden ved arbeidsbelastning, ønsker vi nå å beregne inngrepslengder for skruer i fasthetsklasse 8.8 i dimensjoner fra M12 til M36. Fra ligning (3.39) kan vi beregne spenningarealet for skruene. I tabell 5.2 har vi valgt å presentere spenningsarealet, gjengedeling, delediameter og nominell diameter for skruedimensjonene vi skal benytte.

Tabell 5.2: Dimensjoner for skruer.

			M12	M16	M20	M24	M36
Nominell diameter	D	mm	12.0	16.0	20.0	24.0	36.0
Gjengedeling	P	mm	1.75	2.0	2.5	3.0	4.0
Spenningsareal	A_s	mm^2	84	156	245	352	816
Delediameter	d_2	mm	10.863	14.70	18.376	22.051	33.4019

Fra tabell 3.1 finner vi materialdata for skruer i fasthetsklasse 8.8 og fra tabell 5.1 finner vi materialdata for karbonstål S420. Vi ønsker nå å beregne inngrepslengde etter både bruddgrense og bruksgrensetilstand fra henholdsvis ligning (3.72) og (3.81), og deretter se hvilken forskjell dette vil gi for inngrepslengden. Vi velger her å vise beregning for M20×2.5 skrue, som er en skrue med nominell diameter 20 mm og gjengedeling 2.5 mm. I tabell 5.3 er beregningen for skruedimensjonene M12, M16, M20, M24 og M36 vist.

Vi benytter von Mises flytekriterium i ren skjær for å beregne skjærstyrken til skruen ved

$$\tau_{pB} = \beta_B \cdot R_{pB} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot 640 MPa = 369.5 MPa. \quad (5.10)$$

For S420 får vi

$$\tau_{pM} = \beta_B \cdot R_{pM} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot 420 MPa = 242.5 MPa. \quad (5.11)$$

Delingsfaktorene mellom skrue og platematerialet beregnes ved

$$\alpha_B = \frac{\tau_{pM}}{\tau_{pM} + \tau_{pB}} = 0.396, \quad \alpha_M = 1 - \alpha_B = 0.604. \quad (5.12)$$

For skruedimensjon M20 med gjengestigning $P = 2.5 mm$ får vi fra tabell 5.2 delediameteren $d_2 = 18.376 mm$ og skjærareal $A_s = 245 mm^2$. Vi beregner skjærdiameteren ved

$$d_\tau = d_2 + \left(\frac{1}{2} - \alpha_B \right) \frac{P}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 18.825 mm, \quad (5.13)$$

der flankevinkelen $\alpha = 60^\circ$ for metriske gjenger, som vist i figur 2.6.

Skjærarealet beregnes fra ligning (3.80) til

$$A_\tau = 1071 mm^2, \quad (5.14)$$

og vi kan beregne minste inngrepslengde ved

$$m_{erf} = \frac{A_\tau}{d_\tau \pi} = \frac{1071 \text{ mm}^2}{(18.825 \text{ mm} \cdot \pi)} = 18.109 \text{ mm.} \quad (5.15)$$

Inngrepslengden vi har beregnet i ligning (5.15) til $m_{erf} \approx 18.1$ mm tilsvarer en inngrepslengde $L_e = 0.905 \cdot D$ for en M20-skrue. Og på tilsvarende måte kan vi beregne inngrepslengden $m_{erf} \approx 27.2$ mm, som tilsvarer $L_e = 1.36 \cdot D$ for samme skruedimensjon i platematerialet AISI 316L med flytegrense $f_y = 220$ MPa.

I tabell 5.3 er inngrepslengden med tilhørende verdier for de ulike skruedimensjonene i brudd- og bruksgrensetilstand vist.

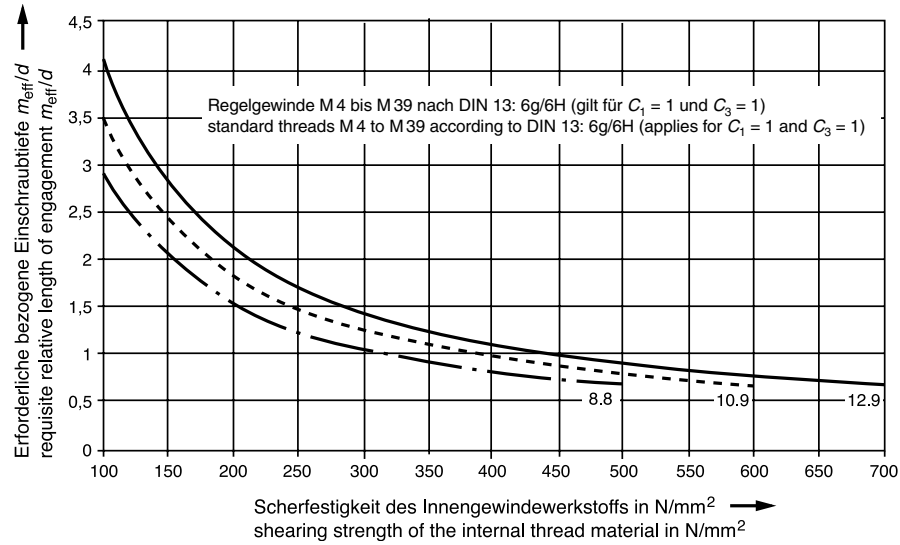
Tabell 5.3: Beregnede verdier for brudd- og bruksgrensetilstand.

S420						AISI 316L				
d_τ [mm]	F_p [kN]	A_τ [mm ²]	m_{erf} [mm]	$\frac{m_{erf}}{d}$		d_τ [mm]	F_p [kN]	A_τ [mm ²]	m_{erf} [mm]	$\frac{m_{erf}}{d}$
Verdier for bruksgrensetilstand.										
M12	11.2	53.8	367.2	10.5	0.87	11.6	53.8	568.7	15.6	1.30
M16	15.1	99.8	681.9	14.4	0.9	15.5	99.8	1056.2	21.6	1.35
M20	18.8	156.8	1071	18.1	0.91	19.4	156.8	1658.8	27.2	1.36
M24	22.6	225.3	1538.7	21.7	0.9	23.3	225.3	2383.3	32.5	1.36
M36	34.1	522.2	3567	33.3	0.92	35.1	522.2	5524.9	50.1	1.39
Verdier for bruddgrensetilstand.										
M12	11.2	67.2	369.3	11.0	0.92	11.2	67.2	365.1	10.9	0.91
M16	15.1	124.8	685.9	15.2	0.95	15.1	124.8	678.0	15.1	0.94
M20	18.8	196.0	1077.2	19.1	0.96	18.8	196.0	1064.9	18.9	0.95
M24	22.6	281.6	1547.7	22.9	0.95	22.6	281.6	1530.0	22.6	0.94
M36	34.1	652.8	3587.7	35.1	0.98	34.1	652.8	3546.7	34.8	0.97

Av tabellen kan vi se for bruksgrensetilstand til S420 at de fleste verdiene ligger tett opp til skruedimensjonen for inngrepslengden, men at det er en økning på grunn av gjengedelingen P . På tilsvarende måte er det noe høyere verdier enn skruedimensjonen for inngrepslengden til AISI 316L. Dette skyldes den lave flytegrensen. For bruddgrensetilstand får vi verdier tett opptil hverandre for karbonstålet S420, men for AISI 316L har vi verdier som er lenger fra hverandre. Dette skyldes at rustfritt stål har en lav flytegrense, men er svært duktilt før det går til brudd ved en relativ høy bruddgrense.

5.2.3 Beregning for inngrepslengde fra VDI2230

Fra metoden presentert i avsnitt 3.3 vil vi nå beregne inngrepslengden for materialene i tabell 5.1. I figur 5.1 kan man lese av den relative inngrepslengden (m_{eff}/d) når reduksjonsfaktorene $C_1 = C_3 = 1$, for skruedimensjoner fra M4 til M39. Vi velger her å presentere beregninger for M20-skruer siden vi kan se av tabell 5.3 at det er en sammenheng mellom dimensjonene og beregnet inngrepslengde. VDI 2230 er i tillegg gyldig for skruedimensjonene M4 til M39. Vi vil også senere i avsnitt 7.2 modellere og analysere skruer av samme dimensjon (M20).



Figur 5.1: Relativ inngrepslengde for skruedimensjonene M4 til og med M39 for $C_1 = C_2 = 1$. Figuren er hentet fra [31].

Fra VDI2230 beregnes inngrepslengden ved

$$m_{eff} = \frac{R_m \cdot A_s \cdot P}{\{C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot [\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \pi \cdot d\}} + 0.8P \quad (5.16)$$

Designprinsippet er som beskrevet i avsnitt 3.3 at strippekraften for de innvendige gjengene sammenlignes med bruddkraften til de frie utvendige gjengene. Fra von Mises flytekriterium ved ren skjærbelastning kan vi regne ut skjærstyrken til S420 og AISI 316L fra ligning (6.29), og vi beregner skjærspenningsfaktorene τ_{BM} ved bruddspenning for materialene ved

$$\tau_{BM,S420} = \frac{520MPa}{\sqrt{3}} = 300MPa. \quad (5.17)$$

og

$$\tau_{BM,316L} = \frac{530MPa}{\sqrt{3}} = 306MPa. \quad (5.18)$$

Av ligning (5.16) må vi beregne reduksjonsfaktorene C_1 og C_3 som avhenger av styrkeforholdet R_s . Faktoren C_1 tar hensyn til en ekspansjon av de innvendige gjengene når de er i en mutter. Siden vi her har en plate isteden for mutter ønsker vi å undersøke hvilken betydning innvirkningen av C_1 har ved å sette $C_1 = 1$, og beregne den i henhold til ligning (3.51).

Reduksjonsfaktoren C_3 tar hensyn til bøyning av de innvendige gjengene, og er vist i ligning (3.44). I denne ligningen inngår styrkeforholdet R_s som vi kan beregne for materialene med skjærareal for de innvendige gjengene $AS_{ni} = 1816\text{mm}^2$ og skjærareal for utvendige gjenger $AS_{si} = 1630\text{mm}^2$ fra ligning (3.41) og (3.40) for M20-skrue. Styrkeforholdet fremkommer fra ligning (3.42) ved

$$R_{s,S420} = \frac{520 \cdot 1816}{800 \cdot 1630} = 0.724 \quad \text{og} \quad R_{s,316L} = \frac{530 \cdot 1816}{800 \cdot 1630} = 0.738. \quad (5.19)$$

Fra styrkeforholdet kan vi beregne reduksjonsfaktorene til

$$C_{3,S420} = 0.983 \quad \text{og} \quad C_{3,316L} = 0.977. \quad (5.20)$$

Med faktorene som nå er beregnet om med tilhørende materialdata kan vi beregne inngrepslengden for materialene fra ligning (5.16) ved

$$m_{eff,S420} = 14.8\text{mm} \quad \text{og} \quad m_{eff,316L} = 14.7\text{mm}. \quad (5.21)$$

Beregner vi imidlertid reduksjonsfaktoren C_1 med nøkkelvidde på 30mm for skruehode, får vi $C_1 = 0.84$, og vi kan beregne inngrepslengden på tilsvarende måte

$$m_{eff,S420} = 17.3\text{mm} \quad \text{og} \quad m_{eff,316L} = 17.1\text{mm}. \quad (5.22)$$

Vi kan her se at C_1 har en betydning for resultatet, men siden C_1 er fremstilt ved forsøk av skrue- og mutter forbindelse og ikke skrue og plate er det usikkert hvor mye de innvendige gjengene vil ekspandere. Det vil likevel være rimelig å anta at C_1 bør beregnes ved å sette s lik nøkkelvidden av skruen som benyttes i beregningen.

Kapittel 6

Materialmodeller

Vi vil her presentere det ikke-lineære beregningsprogrammet Abaqus, materialmodeller for to typer stål som er benyttet i oppgaven og von Mises flytekriterium. Materialmodellene vil bli benyttet senere i kapittel 6 for de aktuelle skrueforbindelsene som er presentert i kapittel 4.

6.1 Abaqus og ikke-lineære analyser

I oppstarten av opppgaven ble det benyttet en del tid på å sette seg inn i det ikke-lineære beregningsprogrammet Abaqus. Programversjonen som har blitt benyttet i denne oppgaven er Abaqus/CAE 6.10-1. I Abaqus er det mulig å både opprette geometri for modeller og analysere disse. Mange benytter imidlertid andre verktøy for å modellere og etablere elementnettet, og deretter importerer de dette til Abaqus for analyse. I denne oppgaven har vi imidlertid benyttet det grafiske grensesnittet i Abaqus for å modellere, påføre randbetingelser og etablere elementnett, for deretter og analysere modellen. Preprosessering av data i Abaqus foregår i en programmeringsfil (.inp). Denne filen kan også etableres eller manipuleres ved programmering.

Analysene i Abaqus kan foregå i to forskjellige analyseformer, som også etablerer de to produktene som Abaqus består av Abaqus Standard og Abaqus Explicit. Standard versjonen egner seg for generelle problemer, mens Explicit benyttes der man har hendelser som skjer over kort tid. Dette kan for eksempel være støtlaster, som ved kollisjonsberegninger i bilindustrien. Abaqus Standard løser lineære og ikke lineære problemer ved å løse ligningsett implisitt for hvert tidsinkrement. Tidsinkrementet og modellens kompleksitet vil bestemme analysens varighet. For Abaqus Explicit benyttes det en eksplisitt dynamisk formulering for elementene, som egner seg for ikke-lineære problemer.

Fra analyseresultatene som genereres i en postprosesseringsfil (.odb) kan resultatene presenteres grafisk i Abaqus/Viewer, eller i en tekstfil som presenterer de parameterne man har bestemt i preprosesseringen skal dokumenteres (.bat-fil). Resultatene kan fra

disse filene presenteres grafisk som diagrammer, tabeller og figurer i Abaqus/Viewer, eller benytte andre verktøy som for eksempel Excel for eventuelt å arbeide videre med resultatene.

6.2 Materialmodeller

For å bestemme modellens respons er materialets oppførsel essensielt for hvilke resultater man får fra analysene. Vi vil i denne oppgaven benytte to stålmaterialer som har svært forskjellig oppførsel; et karbonstål av kvalitet S420 og et rustfritt stål av type AISI 316L. De rustfrie stålene er leget med blant annet krom (Cr) og nikkel (Ni) for å gi økt korrosjonsmotstand, og de vil derfor kreve mindre overflatebehandling og vedlikehold [3]. Selv om materialkostnaden blir større, vil de likevel være konkurransedyktige for bruk i miljøer der konstruksjoner er utsatt for korrosjon. Det rustfrie stålet AISI 316L er i tillegg leget med molybden (Mo) og betegnes som syrefast. Disse stålene benyttes ofte i konstruksjoner som er plassert nær sjøvann, som for eksempel offshorekonstruksjoner og andre konstruksjoner som er utsatt for høyt kloridinnhold. Syrefaste rustfrie stål har derfor god korrosjonsmotstand, og de har i tillegg god formbarhet og seighet ved lav temperatur, og er lette å sveise.

Begge ståltypene som skal benyttes i denne oppgaven, er svært mye brukt, og det finnes tilstrekkelig forsøksdata som kan benyttes for å beskrive materialets oppførsel i en analyse, men for andre typer materialer kan egenskapene bestemmes ved forsøk. Man utfører da ofte strekkprøver av prøvestaver og kan få ut resultater for den lineære og ikke-lineære oppførselen av materialet. Ved materialkalibrering kan vi simulere slike materialer i numeriske analyser og vil da kunne få resultater som faller godt sammen for forsøk og teoretisk modell.

Leveringstilstanden til ståltyper kan variere mye med tanke på leveringstilstanden. Leveringstilstanden skal derfor være høyere enn den nominelle verdien som blir oppgitt. For dimensjonering av konstruksjoner fra regelverk eller andre typer beregninger vil dette medføre en ekstra sikkerhetsfaktor som man normalt ikke vil ha med i konstruksjonsberegninger. Ønsker man derimot å trekke sammenligninger mellom forsøk og numeriske analyser må man derfor modellere inn fasthetsverdier for materialet som er høyere enn de nominelle verdiene. Dette vil være verdier for bruddfasthet og bruddforlengelse. For noen av de modellene som skal analyseres ved bruk av numeriske beregninger i denne oppgaven ønsker vi å sammenligne med resultater fra håndberegninger. Håndberegningene fra Eurokode 3 [28] er basert på forsøk og vi må derfor kalibrere materialet slik at det stemmer overens.

Materialdata i tabell 6.1 vil bli benyttet for å modellere materialoppførselen i de numeriske beregningene i Abaqus og for håndberegningene.

Materiale	f_y [MPa]	f_u [MPa]	δ_5 [mm/mm]	E [MPa]	ν
S420	420	520	0.17	210000	0.3
AISI 316L	220	530	0.17	200000	0.3

Tabell 6.1: Materialdata for S420 karbonstål og syrefast rustfritt stål AISI 316L, som er hentet fra [27, 23].

6.3 Sann spenning og sann tøying

Ved definering av plastisitet i Abaqus må man benytte sann spenning og sann tøying. Ved materialforsøk oppgis gjerne nominelle materialparametere for brudd, f_u og δ_5 . Disse verdiene kan man derfor ikke hente rett inn i Abaqus, men vi må konvertere de plastiske materialdataene fra nominelle til sanne verdier for spenning og tøying [20]. Vi ønsker å bestemme disse verdiene ved å betrakte en typisk strekkstav som er modellert i henhold til NS-EN 10002-1 [22], som vist i figur 6.1.

Når vi belaster prøvestaven med en last F og prøvestavens opprinnelige tverrsnitt i figur 6.1 er A_0 kan vi regne ut nominell spenning ved

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A_0}. \quad (6.1)$$

Når belastningen øker utover det lineære området av last-forskyvningskurven vil tverrsnittsarealet A_0 innsnevres til arealet A . Den tilhørende sann spenningen vil da være gitt ved

$$\sigma_{sann} = \frac{F}{A} = \sigma_{nom} \frac{A_0}{A}. \quad (6.2)$$

Når staven forlenges fører dette også til en nominell tøying som vi kan måle av forlengelsen $L - L_0$, der L_0 er den opprinnelige lengden. Vi får da

$$\varepsilon_{nom} = \frac{L - L_0}{L_0}. \quad (6.3)$$

Sammenhengen mellom sann og nominell spenning er gitt ved å vurdere den plastiske inkompresible deformasjonen og anta at den elastiske også er inkompresibel. Ved å i tillegg betrakte Hookes lov får vi

$$L_0 A_0 = L A, \quad (6.4)$$

og videre får vi uttrykket for hvordan tverrsnittsarealet A er relatert til det opprinnelige tverrsnittsarealet A_0 ved

$$A = A_0 \frac{L_0}{L}. \quad (6.5)$$

Ved å sette ligning (6.5) inn i definisjonen for sannspenning i ligning (6.2) får vi

$$\sigma_{sann} = \sigma_{nom} \frac{L}{L_0} = \sigma_{nom} (1 + \varepsilon_{nom}), \quad (6.6)$$

der L/L_0 er skrevet som $1 + \varepsilon_{nom}$.

Tøyningen som er oppgitt i materialtester som definerer den plastiske oppførselen er ikke den plastiske tøyningen i materialet. I stedet vil dette være den totale tøyningen i materialet. Vi må derfor dekomponere den totale tøyningen i et elastisk og et plastisk bidrag. Den plastiske tøyningen får vi ved å trekke fra den elastiske tøyningen, definert som sann spenning delt på elastisitetsmodulen, som gir

$$\varepsilon_{pl,sann} = \varepsilon_{sann} - \varepsilon_{el,sann} = \ln(1 + \varepsilon_{nom}) - \frac{\sigma_{sann}}{E}. \quad (6.7)$$

Her er $\varepsilon_{pl,sann}$ sann plastisk tøyning, ε_{sann} er sann total tøyning, $\varepsilon_{el,sann}$ er sann elastisk tøyning, σ_{sann} er sann spenning og E er elastisistetsmodulen til materialet.

6.4 Materialmodell for S420

Karbonstålmaterialet S420 vil i denne oppgaven bli benyttet i skjærforbindelsen og for beregning av inngrepslengde for skruer i gjenget blindhull. Karakteristiske verdier for S420 kan man finne i Eurokode 3, del 1-1 (NS-EN 1993-1-1) [27] som

$$f_y = 420 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

og

$$f_u = 520 \text{ MPa}, \quad (6.9)$$

der f_y er nominell flytspenning og f_u er nominell bruddspenning.

Den dimensjonerende bruddforlengelsen i følge regelverket [27] skal ikke være mindre enn 15%. For leveringstilstanden til konstruksjonsstål som er beskrevet i standard NS-EN 10025-3 [26] skal bruddforlengelsen være minimum 22%. I vår modell og fra gitte anbefalinger velges det å benytte en bruddforlengelse på 17% for materialkalibreringen. Fra disse verdiene kan vi beregne de sanne verdiene for sann spenning og sann tøyning ved å benytte ligning og (6.7), og får verdier ved brudd som

$$\sigma_{sann} = 520 \cdot (1 + 0.17) = 608.4 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

og

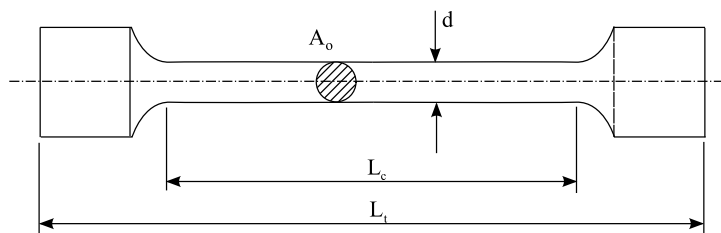
$$\varepsilon_{pl,sann} = \ln(1 + 0.17) - \frac{608.4}{210000} = 0.154 \approx 15.4\%. \quad (6.11)$$

Typisk for karbonstålmaterialer er at de har en markert overgang i spenning-tøyningsdiagrammet ved flytespenningen f_y . Etter flyt er det et markert flyteplatå. Et flyteplatå karakteriseres ved at det ikke oppnås høyere spenningsnivåer i materialet, før det går over i fastning i den plastiske delen av materialkurven. Vi ønsker derfor å modellere materialet med tre lineære deler, som en trilineær oppførsel. Flyteplatået inntreffer ved 0.2% nominell tøyning og vi beregner tilsvarende verdier for sannspenning

og sanntøyning fra ligning (6.7), og får $\sigma_{sann} = 428.4$ MPa og $\varepsilon_{pl.sann} = 0.0178 \approx 1.78\%$. Ved flytespenning benyttes $\sigma_{sann} = 420$ MPa og $\varepsilon_{pl.sann} = 0$.

I Abaqus er det i tillegg til materialdata mulig å legge inne en bruddmodell («Ductile Damage»). Dette gjøres ved å legge inn bruddtøyningen som begynnelsen på et duktilt brudd, slik at elementene degraderes og til slutt eroderes (fjernes) fra modellen når det har oppnådd en gitt grense for kritisk plastisk tøyning. Det har blitt forsøkt å benytte denne teknikken i analysene i Abaqus, men uten å oppnå resultater. Det har derfor blitt valgt å se på andre metoder for å bestemme kapasiteten til forbindelsene. Skadeutvikling er i tillegg ikke så aktuelt siden en kapasitet settes for en forbindelse lenge før man når skadeutviklingsforløpet. Dette hadde imidlertid vært et godt hjelpemiddel for å bestemme hvor modellene med gjenger hadde oppnådd størst skade ved skruebrudd eller gjengestripping.

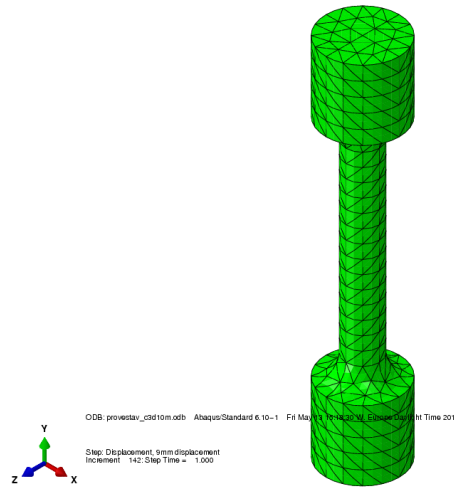
For å teste prøvestykke benytter vi oss av numeriske beregninger i Abaqus og modellerer prøvestaven i henhold til standard NS-EN 10002-1 [22]. Strekkstaven er modellert med et innsnevret tverrsnitt $d = 5$ mm, total lengde $L_t = 55$ mm og $L_c = 28$ mm, som av figur 6.1.



Figur 6.1: Prøvestav i henhold til standard NS-EN 10002-1.

Prøvestaven vil bli modellert med tredimensjonale tetraedelementer som i figur 6.2, siden vi vil benytte dette i den tredimensjonale analysen av dobbelsnittet skjærforbindelse. Tetraedelementene tilpasser seg godt sirkulære tverrsnitt og avrundede former og fungerer bra ved automatisk elementinndelingen ved bruk av Abaqus/CAE. Elementtypen som er benyttet er C3D10M, der første bokstav C står for «continuum» og 3D står for tredimensjonalt element. 10 betyr at elementet er et andreordens element med 10 noder og M betyr at det elementet har en modifisert elementformulering som passer bedre for kontaktproblemer. Dette elementet er spesielt utformet for komplekse kontaktproblemer, og kan beregne kontakttrykket nøyaktig. Andreordens tetraedelementer (C3D10) elementene har null kontaktkraft på hjørnenodene, som medfører dårlig antagelse av kontakttrykket [20]. Vi kunne valgt å ikke benytte den modifiserte utgaven av elementet (C3D10) i denne delen av oppgaven, men siden vi senere vil benytte kontaktelementer velger vi dette også her for og kontrollere nøyaktigheten av elementet.

Elementinndelingen som er benyttet i resultatene har blitt kontrollert ved å endre elementstørrelsen og kontrollere nominelle tøyninger og spenninger for forskjellige elementinndelinger. Ved liten forandring i spenninger og tøyninger er den globale elementstørrelsen her satt til 2 mm. Det er benyttet automatisk elementinndelingsteknikk i Abaqus for å dele modellen inn i elementer.



Figur 6.2: Modell av prøvestav med tetraedeelementer.

Vi benytter forskyvningskontroll av prøvestaven og påfører randbetingelser ved at staven er fastholdt mot forskyvning i nedre del i stavens lengderetning, i tillegg til at to noder er fastholdt mot forskyvning vertikalt på forskyvningsretningen. Dette er for å forhindre stivlegemebevegelser og tverrrkontraksjoner av innfestingen. I motsatt ende av staven er det pålagt en gradvis økende forskyvning på 9 mm. Med denne forskyvningen oppnår vi en betydelig innsnevring av det reduserte tverrsnittet.

For å måle den nominelle tøyningen og nominelle spenningen i henhold til standard for metalliske materialer [22] skal forskyvningen måles over en lengde $L_0 = 5d$ over området der materialet er innsnevret. Den nominelle tøyningen kan da bestemmes fra den relative forskyvningen ΔL ved

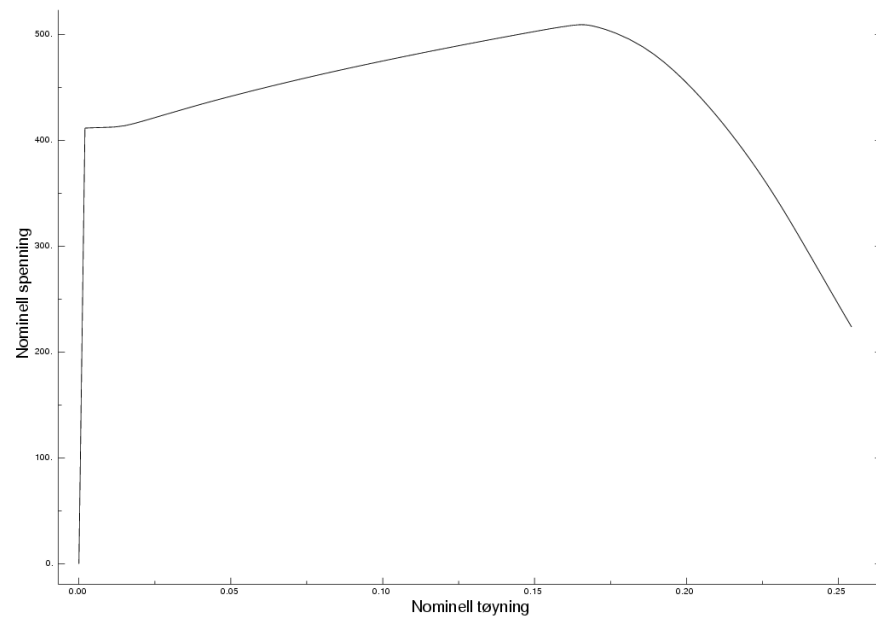
$$\varepsilon_{nom} = \frac{\Delta L}{L}. \quad (6.12)$$

For å finne den nominelle spenningen for prøvestaven summerer vi alle reaksjonskreftene i innfestingen av prøvestaven i retning av prøvestavens systemakse, og dividerer på opprinnelig tverrsnittsareal A_0 for staven i det innsnevrede området ved

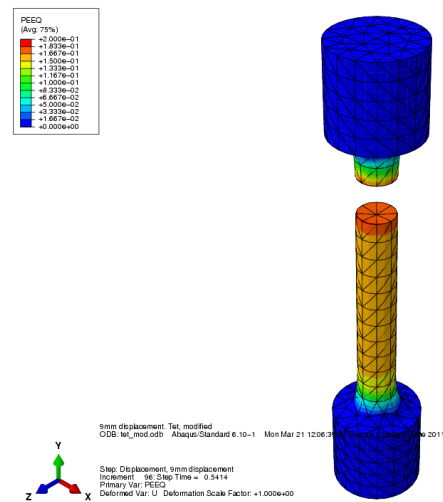
$$\sigma_{nom} = \frac{\sum F}{A_0}. \quad (6.13)$$

Vi har deretter plottet den nominelle tøyningen mot nominell spenning i figur 6.3. I figur 6.4 er plastiske tøyninger for prøvestaven vist, der elementer over grensen for plastisk tøyning på 17% er fjernet ved bruk av «element removal technique» i Abaqus.

Av materialkurven i figur 6.3 kan vi se at vi oppnår gode resultater for spenninger og tøyninger, og kan konkludere med at vi kan benytte disse materialparameterne og C3D10M-elementer i analysene videre i oppgaven.



Figur 6.3: Last-forskyvningsdiagram for S420.



Figur 6.4: Plastiske tøyninger for materiale S420. Tøyninger over 17% er fjernet fra modellen.

6.5 Materialmodell for AISI 316L

Spennings- tøyningsskurven for rustfritt stål avviker fra kurven for karbonstål (for eksempel S420) på flere områder. Den største forskjellen er formen på spennings-tøyningsskurven. Der kurven for karbonstål typisk gir et lineært elastisk forløp opp til flytespenningen, og deretter et påfølgende flyteplatå før materialet går over i fastning, har rustfritt stål en mer avrundet respons, uten en markert flytespenning. Flytespenningen som oppgis for rustfritt stål er derfor generelt gitt ved 0.2 % plastisk tøyning. I gjengjeld er rustfritt stål mer duktilt enn karbonstål, og således større bruddforlengelse. Det er imidlertid i NS EN 1993-1-4 [23] gitt samme duktilitetskrav for rustfritt stål og karbonstål. Elastisitetsmodulen til rustfritt stål avtar ved økende spenning, mot karbonstål som har konstant elastisitetsmodul. I tillegg er restspenningene fra tilvirkning høyere for rustfritt stål. I NS-EN 1993-1-4 har det rustfrie syrefaste stålet AISI 316L betegnelsen 1.4404.

6.5.1 Matematisk beskrivelse av rustfritt stål

På grunn av oppførselen til rustfritt stål må vi legge inn flere punkter på spennings-tøyningsskurven for å få en tilstrekkelig god beskrivelse av materialet i Abaqus. En fremgangsmåte for å få en tilnærming er å legge inn punkter for spenning og tøyning manuelt fra materialforsøk. Vi har i denne oppgaven valgt å benytte en matematisk modell som viser seg å være god for hele tøyningssforløpet ved materialforsøk, som vist av Rasmussen [16]. Dette er nyttig for å få mer nøyaktige verdier for spenninger som er over 0.2% tøyninger. Dette er også samme metode som er beskrevet i Eurokode 3, del 1-4 [23].

Rustfrie stål har som diskutert tidligere lite linearitet i spennings-tøyningssforløpet, men utvidet området for fastning. Ramberg-Osgood [15] utviklet i 1941 en modell for det lineære området av kurven for aluminiumslegeringer, der tøyningssforløpet er gitt ved

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + p \left(\frac{\sigma}{\sigma_p} \right)^n. \quad (6.14)$$

Her er E_0 initiell elastisitetsmodul, σ_p er flytespenningen ved plastisk tøyning p , og parameteren n som angir avtrappingen av spennings- tøyningsskurven. Ligning (6.14) ble utviklet for aluminiumslegeringer, men har vist seg å passe godt til ikke-lineære metaller, inkludert rustfritt stål. For industripraksis benyttes 0.2% av plastisk tøyning som ekvivalent flytespenning. Vi får dermed fra ligning 6.14 følgende relasjon,

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + 0.002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0.2}} \right)^n. \quad (6.15)$$

I tillegg fra industripraksis benyttes 0.01% og 0.2% flytespenning for å angi parameteren n ved

$$n = \frac{\ln(20)}{\ln(\sigma_{0.2}/\sigma_{0.01})}. \quad (6.16)$$

For høyere tøyingsnivåer enn 0.2% vil ikke Ramberg-Osgood gi en god definisjon av spenning- tøyingskurven og vi deler opp tøyingsbidraget i to deler ved

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + 0.002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0.2}} \right)^n \quad \text{for } \sigma \leq \sigma_{0.2} \quad (6.17)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\bar{\sigma}}{E_{0.2}} + \varepsilon_{up} \frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_u} \quad \text{for } \sigma > \sigma_{0.2}. \quad (6.18)$$

Der $\bar{\varepsilon}$ og $\bar{\sigma}$ er transformerte spenninger og tøyninger, gitt ved

$$\bar{\varepsilon} = \varepsilon - \varepsilon_{0.2} \quad (6.19)$$

$$\bar{\sigma} = \sigma - \sigma_{0.2}. \quad (6.20)$$

Den initielle elastisitetsmodulen til kurven ($E_{0.2}$) er også tangentmodulen av spenning-tøyingskurven ved 0.2% spenning. Ved å kreve kontinuitet i spenning-tøyingskurven ved $\sigma_{0.2}$. $E_{0.2}$ er gitt fra ligning (6.15) som $d\sigma/d\varepsilon|_{\sigma=\sigma_{0.2}}$, og vi får

$$E_{0.2} = \frac{E_0}{1 + 0.002n/e}. \quad (6.21)$$

Den plastiske spenningen σ_p er gitt ved den transformerte bruddspenningen, $\bar{\sigma}_u$ ved

$$\bar{\sigma}_u = \sigma_u - \sigma_{0.2}. \quad (6.22)$$

Plastisk tøyning er den transformerte plastiske bruddtøyningen gitt ved

$$\bar{\varepsilon}_{up} = \varepsilon_u - \varepsilon_{0.2} - \frac{\sigma_u}{E_0}. \quad (6.23)$$

Rustfritt stål er generelt duktilt, så å sette den transformerte plastiske bruddtøyningen lik den totale bruddtøyningen er en antagelse som er akseptabel. Vi får da

$$\bar{\varepsilon}_{up} \approx \varepsilon_u. \quad (6.24)$$

Faktoren m er fremstilt fra materialforsøk, og er avhengig av bruddstyrken i strekk relatert til spenningen ved 0.2% tøyning. Vi får fra dette uttrykket

$$m = 1 + 3.5 \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_u}. \quad (6.25)$$

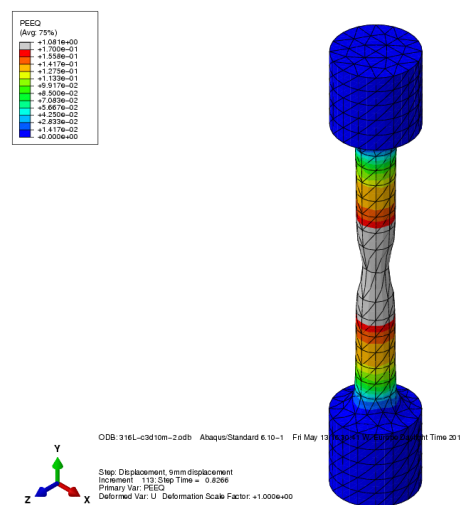
Fra dette kan vi sette opp ligningene for hele forløpet i spenning-tøyingskurven som

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\sigma}{E_0} + 0.002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0.2}} \right)^n & \text{for } \sigma \leq \sigma_{0.2} \\ \frac{\sigma - \sigma_{0.2}}{E_{0.2}} + \varepsilon_u \left(\frac{\sigma - \sigma_{0.2}}{\sigma_u - \sigma_{0.2}} \right)^m + \varepsilon_{0.2} & \text{for } \sigma > \sigma_{0.2}. \end{cases} \quad (6.26)$$

6.5.2 Materialkalibrering for AISI 316L

Vi ønsker nå å gi en beskrivelse av materialet AISI 316L. Ved å benytte ligning (6.26) og verdier i tabell 6.1 har vi beregnet nivåer for spenninger og tøyning. Disse verdiene har blitt gitt i Abaqus som sann spenning og sann tøyning på tilsvarende måte som prøvestaven i karbonstål S420 i avsnitt 6.4. Tilsvarende som for karbonstålet S420 i avsnitt 6.4 har vi modellert prøvestaven med tilsvarende type elementer (C3D10M).

Siden rustfritt stål er mer duktilt har vi påført en større forskyvning av staven. Forskyvningen ble satt til 15 mm for å få en tydelig reduksjon av tverrsnittet, som er vist i figur 6.5. I figur 6.6 er nominell spenning og tøyning vist for prøvestaven. Verdiene

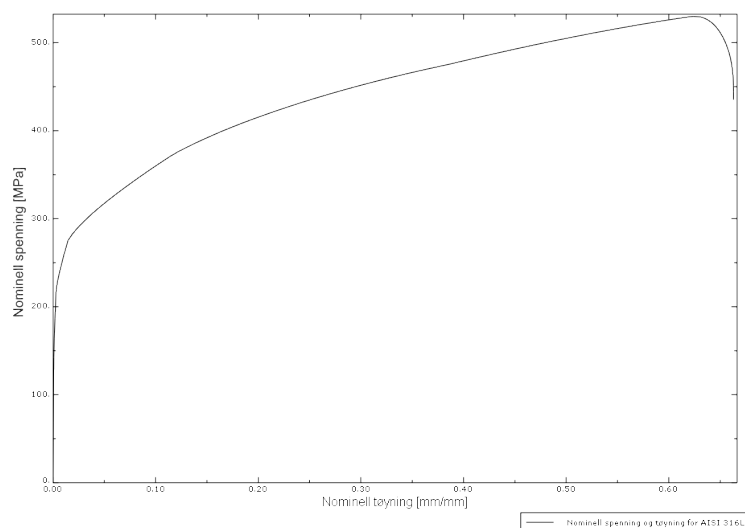


Figur 6.5: Plastisk tøyning for prøvestav AISI316L.

viser god sammenfall med materialstandarden og verdier som er gitt fra forsøk utført av Rasmussen [16]. Materialparameterne vil bli benyttet videre for platematerialet i avsnitt 7.2.

6.6 Materialmodell 8.8 skruer

For materialmodellen til skruer i fasthetsklasse 8.8 som vi vil benytte senere har vi valgt å benytte tilsvarende materialmodell som for karbonstålet S420. I følge standard NS-EN ISO 898-1 [25] skal skruer i denne fasthetsklassen ha en minimum bruddforlengelse på 12%, som vi setter som grense for materialmodellen, og med tilsvarende flyteplatå ved 2% nominell tøyning. For denne prøvestaven får vi også at sammenhengen mellom nominell spenning og nominell tøyning for fasthetsklasse 8.8 faller godt sammen med nominell flytespenning $f_{y,nom} = 640$ MPa og nominell bruddspenning $f_{u,nom} = 800$ MPa fra tabell 3.1.



Figur 6.6: Last-forskyvningsdiagram for AISI 316L.

6.7 von Mises flytekriterium

Flytespenningen f_y og bruddspenningen f_u er bestemt fra enaksiale strekkforsøk, som vi har utført i denne oppgaven. Dette gir tilstrekkelig informasjon om materialets styrke for dimensjonering av mange konstruksjonstyper. For konstruksjoner som er utsatt for en flerdimensjonal spenningstilstand er det viktig å ha et kriterie som bestemmer for hvilken kombinasjon av for eksempel normal- og skjærspenninger som gir flytning eller brudd. For metaller er von Mises flytekriterium [9] det mest brukte.

For en todimensjonal spenningstilstand er flytekriteriet f_y uttrykt relativt til en x-y-akse gitt ved

$$f_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}. \quad (6.27)$$

For en tredimensjonal spenningstilstand er flytekriteriet f_y gitt ved

$$f_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}. \quad (6.28)$$

I en ren 2-dimensjonal skjærspenningstilstand der $\sigma_1 = -\sigma_y = \tau$, og fra ligning (6.27) er flytespenningen i skjær gitt ved

$$\tau_y = \frac{f_y}{\sqrt{3}}. \quad (6.29)$$

Vi vil ikke her utlede ligning (6.27) og (6.28), men von Mises flytekriterium sier at flytning i en 3-dimensjonal spenningstilstand inntreffer når den elastiske formendringsenergien er lik formendringsenergien i en endimensjonal tilstand. Dette stemmer bra med forsøk. For de numeriske beregningene i Abaqus er von Mises flytekriterium benyttet.

Kapittel 7

Elementmodeller og resultater

Vi vil her presentere elementberegninger av skrueforbindelsene som er presentert i kapittel 4. Vi vil benytte de materialmodellene som er etablert i kapittel 6 for materialene som her skal analyseres.

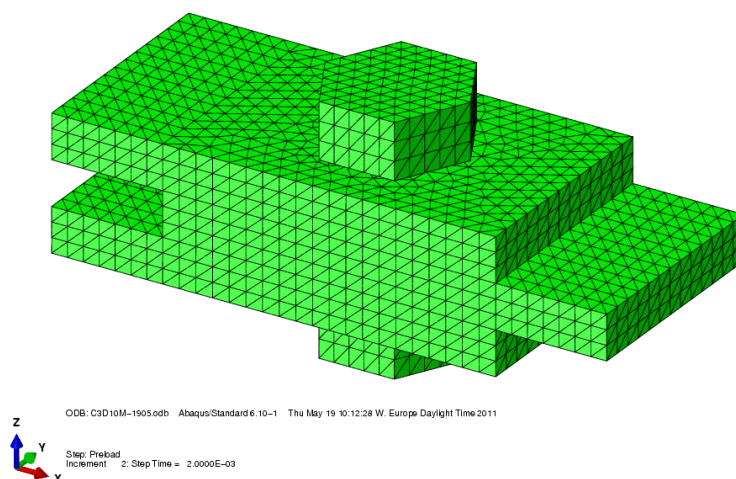
7.1 Dobbelsnittet skjærforbindelse

Fra materialkalibreringen i avsnitt 6.4 ønsker vi nå å utføre en ikke-lineær elementanalyse i Abaqus av en dobbelsnittet avskjæringsforbindelse. Vi benytter materialmodellen for S420 karbonstål for platene og for skruen benyttes materialmodellen for fasthetsklasse 8.8-skruer. I oppgavens beskrivelse er det beskrevet en enkelsnittet forbindelse, men vi har valgt å endre dette til dobbelsnittet for og få symmetri i forbindelsen. Vi oppnår dermed en forbindelse med ren skjær som ikke blir påvirket av andre ugunstige effekter. Håndberegninger av tilsvarende forbindelse er utført i avsnitt 5.1. Vi ønsker her å bestemme avskjæringskapasiteten til skrueforbindelser, og har valgt å gjøre skruens avskjæringskapasitet som dimensjonerende ved å ha større kapasitet ved blant annet hullkantkapasitet for platene.

7.1.1 Modellering og randbetingelser

Skruedimensjonen som er benyttet i modellen er M16 skrue i fasthetsklasse 8.8. Skruehullet er modellert med diameter lik 18 mm i henhold til normale hull som er diskutert i avsnitt 3.1.2. Skruen er modellert med dimensjoner i henhold til Arvid Nilsson skruekatalog [13], etter norm DIN933. For denne forbindelsen har vi ikke modellert med gjenger. Gjenger inngår ikke i kapasitetsvurderingen av skrueforbindelser i henhold til Eurokode 3, og ville i hovedsak vært tidkrevende å modellere og analysere med tanke på at man må ha en detaljert elementinndelingen over gjengene for og få tilstrekkelig nøyaktighet i resultatet. For å oppnå resultater som kan sammenlignes med standarden modelleres skruen slik at avskjæringssnittene går gjennom ugjenget del av skrueskaftet.

Spenningsarealet i kapasitetsberegningene vil da være opprinnelig tverrsnittsareal for ugjenget del (A). Tilsvarende som for prøvestaven modelleres forbindelsen med 2. ordens tetraedelementer (C3D10M), som tilpasser seg geometrien godt ved automatisk elementinndeling og fungerer godt for kontaktproblemer. I figur 7.1 er modellen med elementinndeling vist.



Figur 7.1: Elementmodell av dobbelsnittet skjærforbindelse. Modellert med tredimensjonale tetraedelementer.

For alle flater som kommer i kontakt under påføring av forskyvningen har vi definert kontaktpar med kontaktelementer. Mellom platedelene og mellom plate og skru- og mutterhode har vi definert flate til flate kontakt med friksjonskoeffisient $\mu = 0.2$. Denne er vanskelig å anta eksakt, men for glidning av stål mot stål er dette innenfor riktige verdier, som beskrevet i [9]. Friksjonskoeffisienten vil ha betydning for friksjonskapasiteten til forbindelsen, men når skruen kommer i kontakt med platehullet vil friksjonen ikke ha betydning for avskjæringskapasiteten til skruen. Friksjonskapasiteten kan beregnes som beskrevet i avsnitt 3.1.7 ved

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s n \mu}{\gamma_{M3}} F_{p,Cd} = \frac{1.0 \cdot 2 \cdot 0.2}{1.25} \cdot 90 \approx 29 \text{ kN}. \quad (7.1)$$

For kontaktflatene mellom skrueskift og platehull vil det ikke forekomme glidning og vi har derfor valgt å modellere flate til flate kontakt med «hard» kontaktdefinisjon. Flatene som møtes er typisk en halvsirkel i platematerialet og den ene halvsiden av skrueskiftet. Det er valgt å dele opp disse flatene og definere kontaktelementer på disse.

For forspenning av skruer som diskutert i avsnitt 3.1.10 ønsker vi å vise at forspenningen av skruer ikke har noen betydning for avskjæringskapasiteten til forbindelsen, siden det ikke er noen lastoverføring før eventuell forspenning er overskredet og skruen glir til

kontakt med kanten på skruehullet. Vi velger derfor å forspenne skruen med «bolt load»-funksjonaliteten i Abaqus/CAE. Skruen forspennes ved at man påfører en kraft på skruens tverrsnittsareal. Forspenningskraften er beregnet i henhold til ligning (3.32) ved

$$F_{p,C} = 0.7 \cdot f_{ub} \cdot A_s = 0.7 \cdot 800 \cdot 157 \approx 88 \text{ kN}. \quad (7.2)$$

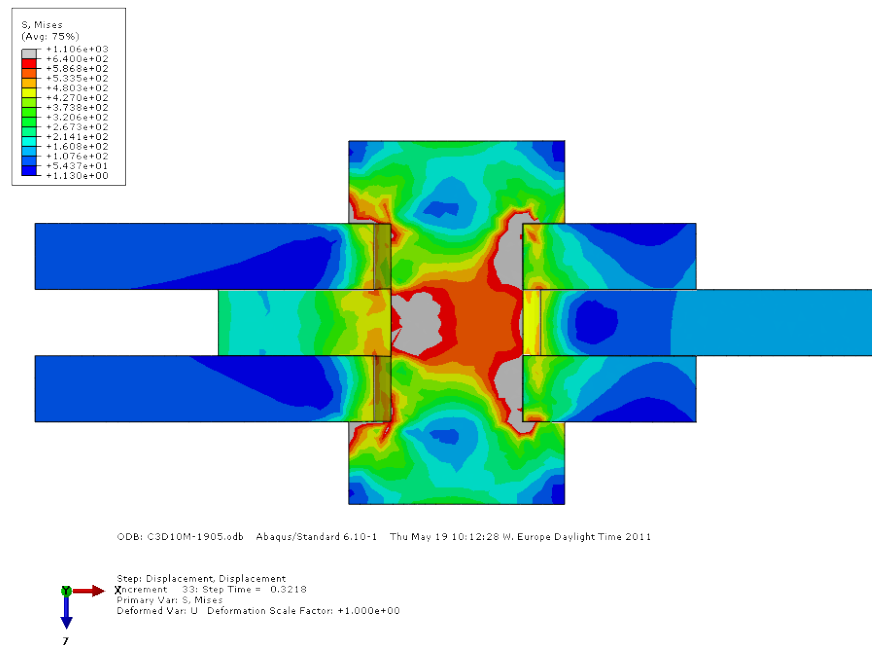
Dette vil medføre at elementene i skruen blir forspent med kraften $F_{p,C} = 88 \text{ kN}$ i et eget steg i analysen.

Av randbetingelser har vi valgt å hindre forskyvning av den øvre og nedre platelasken og påført den midtre platen en økende forskyvning, slik at det blir et forskyvningskontrollert forløp. Forskyvningen av den midtre platen er satt til 7 mm som medfører en betydelig avskjæring av skrueskaftet.

7.1.2 Resultater

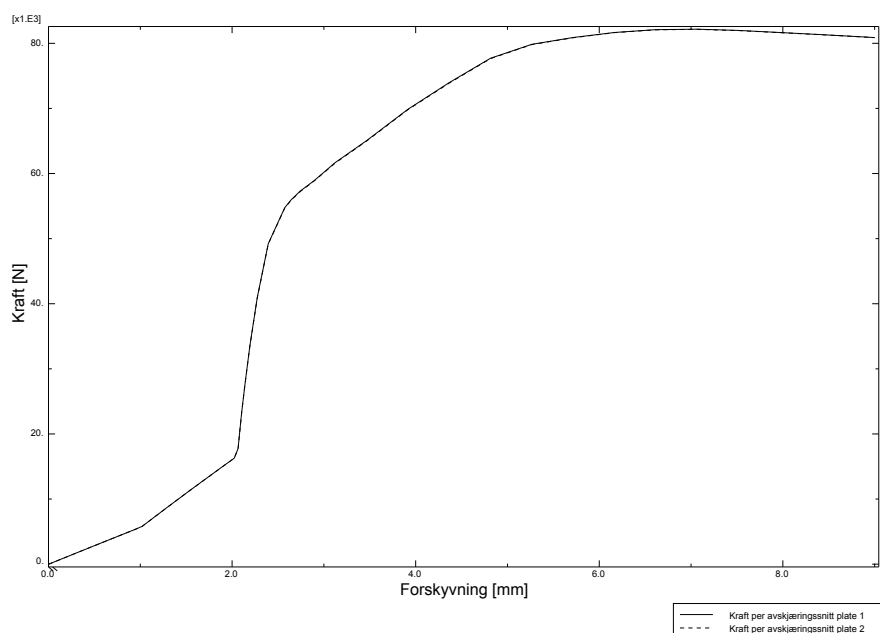
Vi vil nå presentere resultatene for dobbelsnittet skjærforbindelse og sammenligne med resultatene som er beregnet i kapittel 5.

I figur 7.2 kan vi se von Mises spenningene i laskene og skruen. Selv om ikke laskene er svært tykke, men noe overdimensjonerte, ser vi at det er avskjæringskapasiteten for skruen som blir dimensjonerende. Vi ser at de største spenningene opptrer i snittet der skruen blir snittet av platene. For å kunne gi en sammenligning med beregninger utført i henhold



Figur 7.2: Avskjæring av skrue. von Mises-spenninger.

til NS-EN 1993-1-8 har vi valgt i diagrammet i figur 7.3 og vise sammenhengen mellom last og forskyvning av forbindelsen. Ved å anta at reaksjonskreftene fra innspenningene av



Figur 7.3: Last-forskyvningsdiagram per avskjæringssnitt.

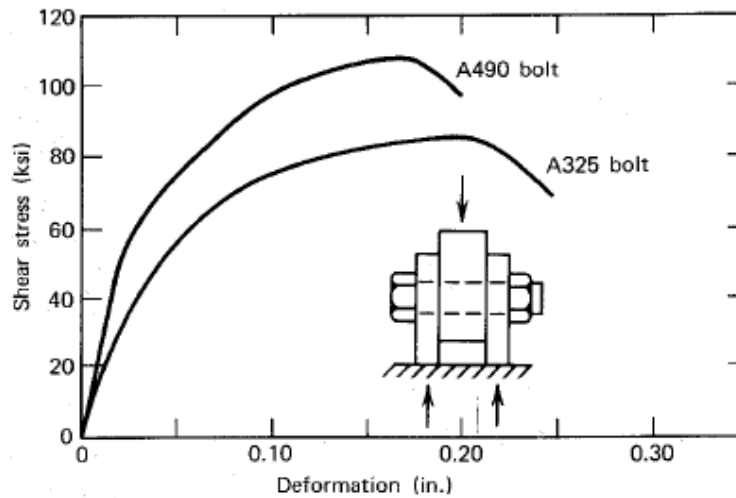
øvre og nedre plate blir overført til den midtre lasken i hvert sitt avskjæringssnitt, har vi summert reaksjonskreftene i retning av forskyvningen til laskene hver for seg, og plottet dette mot forskyvningen av den midtre platen. For å sammenligne med standarden har vi valgt å dividere reaksjonskreftene på materialfaktoren $\gamma_{M2} = 1.25$. Av figur 7.3 ser vi også at kurvene for øvre og nedre plate faller sammen, som viser at det er like stor avskjæringskraft i hvert avskjæringssnitt.

Fra ligning (7.1) har vi beregnet friksjonskapasiteten $F_{s,Rd} = 29kN$. Av last-forskyvningsdiagrammet i figur 7.3 kan vi se at kapasiteten øker til den når en forskyvning på 2 mm, som er når skruen kommer i kontakt med grunnmaterialet. Kapasiteten kan vi lese av til ca. $16kN$, som er noe lavere enn den vi har estimert. Dette skyldes at selv om vi har definert kontakt og en friksjonskoeffisient $\mu = 0.2$ i analysene, så er ikke kontaktdefinisjonen mellom platene helt korrekt. Dette er imidlertid et kjent problem, siden det kan være vanskelig å definere friksjonen mellom platene korrekt. Selv om friksjonen ikke stemmer overens med regelverket vil den ikke ha betydning for avskjæringskapasiteten til skruen.

Påfølgende last-forskyvningsforløp viser det elastiske området av kurven der skruen er i kontakt med laskene, før skruen oppnår sin kapasitet og kurven deretter avtar. Kraft-forskyvningskurven i figur 7.3 har også rimelig duktilitet når vi sammenligner med kurven som er basert på forsøk i figur 7.4. Skruene betegnet «A325 bolt» i figuren tilsvarer skruer i fasthetsklasse 8.8.

Av last-forskyvningsdiagrammet kan vi lese av avskjæringskapasiteten til forbindelsen

$$F_{v,Rd} \approx 82kN. \quad (7.3)$$



Figur 7.4: Skjærspenning og deformasjonskurve for skruer. Figuren er hentet fra [6].

I ligning (5.2) beregnet vi kapasiteten til 77.2 kN. Som tidligere diskutert vil det naturlig være forskjell i verdiene vi beregner analytisk og ved elementberegninger, siden beregningsreglene i NS-EN 1993-1-8 er basert på forsøk.

7.2 Skruer innstallert i gjenget blindhull

Vi vil nå analysere forbindelsen skruer innstallert i gjenget blindhull, som er presentert i avsnitt 4.2.

7.2.1 Generelt

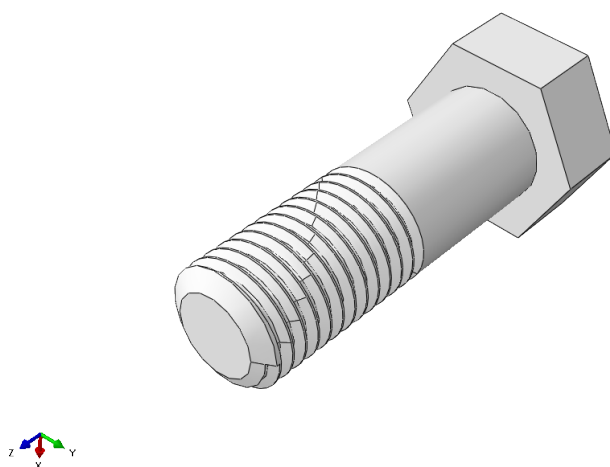
For modellering av skruer i gjenget blindhull finnes det mange fremgangsmåter og man støter på mange utfordringer ved modellering av slike forbindelser. Det ble derfor benyttet tid for å se hva som er blitt analysert i litteraturen, og hvilke fremgangsmåter som der er benyttet.

Gjengepartiet på skruer resulterer i at man bør ha en detaljert elementinndeling over gjengene for å oppnå tilstrekkelig nøyaktighet. Med tredimensjonale elementer kan man i utgangspunktet modellere skruens geometri eksakt ved at gjengestigningen er representert. Gjengestigningen er gjengeprofilen som går som en «spiral» opp langs skruens akse. Denne såkalte «spiraleffekten» er studert av Chen [18], som viser å utelate denne effekten, ved at gjengene er representert som «ringer» på skrueskaftet har liten innvirkning for kapasiteten til forbindelsen. For stor gjengestigning i forhold til skruens dimensjon kan imidlertid «spiraleffekten» ha en effekt for kapasiteten til forbindelsen, men vi vil ikke studere slike gjengetyper her. I et studie utført av ANSYS Inc. [7] har man også utført ikke-lineære elementanalyser av tredimensjonale og aksesymmetriske skruer i inngrep med et platemateriale eller mutter. Studiet viser ved sammenligning

av resultatene at man oppnår god nøyaktighet ved todimensjonale-aksesymmetriske elementer.

7.2.2 Modellering og randbetingelser

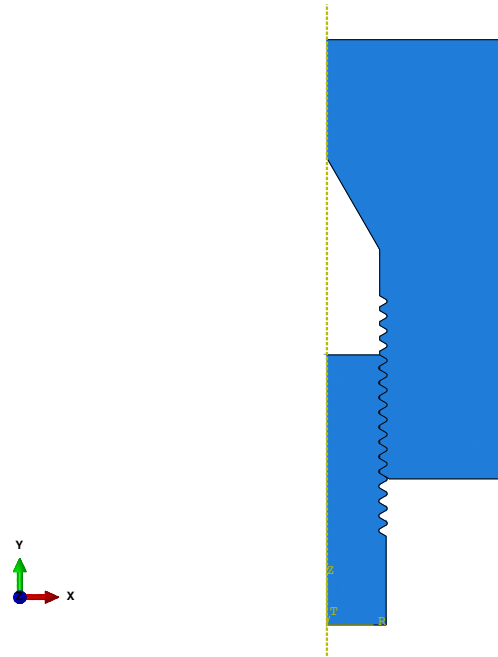
På bakgrunn av tidligere analyser av skrueforbindelser av denne type som presentert i avsnitt 7.2.1 ble det likevel forsøkt å modellere gjengene på skruen eksakt ved bruk av tredimensjonale 2. ordens elementer (C3D10M), som tidligere benyttet i oppgaven. Ved å modellere gjengene eksakt vil man kunne få med alle effektene som oppstår i skruen og gjengepartiet. En presentasjon av geometrien til skruen er vist i figur 7.5.



Figur 7.5: Modell av skruer med gjengestigning.

En utfordring vi raskt møtte var å definere korrekt kontaktdefinisjon mellom møtende gjengeflater. I tillegg til lang analysetid på grunn av mange elementer i gjengepartiet førte dette til mange usikkerhetsfaktorer. På bakgrunn av tidligere utførte analyser av tilsvarende skrueforbindelser, som er presentert av Martinez, Chen og analyseresultater presentert i Abaqus analysemanual [11, 18, 19], ble det valgt å modellere modellen med aksesymmetriske elementer som vist i figur 7.6. Figuren viser modellert geometri for skruer og platemateriale. Siden det er benyttet aksesymmetriske elementer er bare halve geometrien vist.

I modellen er innvendige og utvendige gjenger modellert i henhold til verdier i tabell 2.1. Skruen som er analysert med de to platematerialene S420 og AISI 316L er M20×2.5. Dette er en skruer med diameter 20 mm og gjengestigning 2.5 mm. Skruen er i fasthetsklasse 8.8 og vi vil også undersøke om varmgalvanisering på overflaten av skruen har betydning for kapasiteten til forbindelsen. Skruedimensjonen som er valgt er på bakgrunn av håndberegningene vi har utført i avsnitt 5, som viser at for skruedimensjonene M12 til og med M36 som oppgaven omhandler, vil ikke kapasiteten endres i forhold til skruedimensjonen. Med andre ord vil man ikke oppleve spesielle effekter ved spesifikke



Figur 7.6: Aksesymmetrisk modell av skrue i gjenget blindhull.

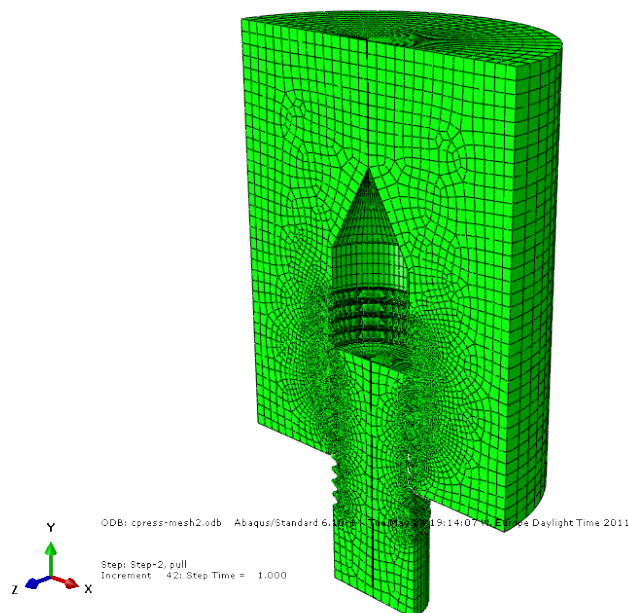
dimensjoner, så lenge man studerer metriske dimensjoner fra M4 til M39 som VDI2230 [31] og Dose [5] er basert på.

Vi ønsker å studere spenninger, tøyninger og last-forskyvning av skrueforbindelsen. Skruhodet vil ikke ha innvirkning på disse resultatene, og vi har derfor unnlatt å modellere dette. I tillegg kan det oppstå uønskede effekter i overgangen mellom skruhode og skrueskaft, som vi dermed unngår.

Sylinderen som er modellert for å simulere platematerialet har en ytre diameter på 60 mm og høyde lik 75 mm. Modellen er rotert 180° i figur 7.7 for å illustrere at de aksesymmetriske elementene tar hensyn til spenning- og tøyningsskomponentene ut av Z-R-planet i figur 7.6. Dimensjonene til sylinderen er valgt slik at randbetingelsene av sylinderen ikke har effekt på spenninger og tøyninger som oppstår i forbindelsen. Skruhullet med gjenger er modellert etter verdier i tabell 2.1.

Som tidligere beskrevet for de ulike analytiske metodene i kapittel 3 er designgrunnlaget at man ønsker brudd i skruens nettotverrsnitt før eventuell stripping av de innvendige og utvendige gjengene. Vi ønsker derfor å analysere en forbindelse der vi i utgangspunktet fra håndberegningene i avsnitt 5 forventer brudd i skruen, og se på hvilke effekter som oppstår i modellen ved lastpåføring og til ønsket skrueruud inntreffer. Siden geometrien må modelleres slik at to gjengeflater møtes, som er vist i figur 7.6, er inngrepslengden satt til 19.7 mm. Dette er avstanden fra enden av platen til enden av skruen. Denne lengden tilsvarer en inngrepslengde $L_e = 0.98d \approx 1d$. Inngrepslengden er tett opp til de vi har beregnet i kapittel 5 og vi kan dermed senere sammenligne resultatene.

Som ved materialkalibrering med prøvestav i avsnitt 6.4 benyttet vi forskyvningskontroll.

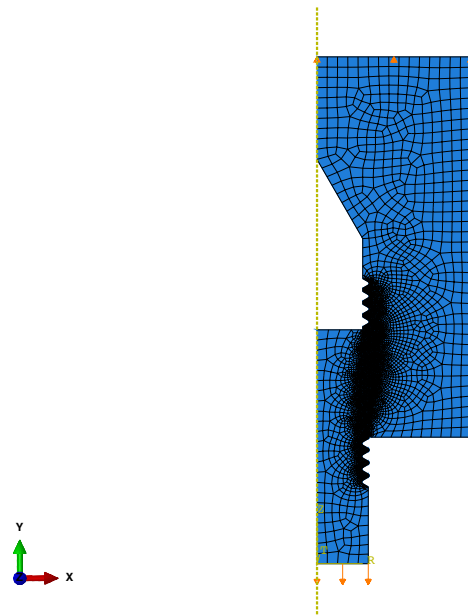


Figur 7.7: Aksesymmetrisk modell rotert 180°.

Ved en gradvis påførende forskyvning vil man i større grad ha kontroll på last-forskyvningsforløpet til forbindelsen. Vi har derfor valgt å påføre en forskyvning på enden av skruen i negativ z-retning som vist i figur 7.8, som vil gi en strekkraft i skruen. Forskyvningen er satt til 5 mm, som er tilstrekkelig for at forbindelsen vil gå til brudd. Den øvre delen av sylindren er fastholdt i z-retning.

Modellen er modellert med aksesymmetriske andreordens elementer med redusert integrasjon (CAX8R). Disse elementene egner seg godt for denne typer problemer, der det inngår kontaktflater, som beskrevet i [20]. Redusert integrasjon er valgt for å unngå skjærlåsing mellom elementene og redusere beregningstiden. Elementinndelingen som er benyttet er lik for plate og skrue. Vi har valgt å benytte en global elementinndeling med størrelse på 2 mm og en detaljert elementinndeling langs gjengepartiet, med elementstørrelse lik 0.2 mm. Denne elementstørrelsen fører til 8 elementer langs den gjengede flaten. Forskjellige elementstørrelser har blitt benyttet og sammenlignet med studie av Chen og Shih [18]. De forskjellige elementstørrelene førte ikke til store forskjeller i resultatene. Modellen med elementinndeling er vist i figur 7.8

Kontakten mellom skrueflatene er definert ved bruk av node til flate kontakt, og det er valgt en kontaktdefinisjon med friksjon mellom tilstøtende flater. Denne type kontaktdefinisjon er valgt på bakgrunn av aksesymmetrisk eksempel i Abaqus-manualen [19]. Friksjonsfaktoren er satt til $\mu = 0.2$, som også ble benyttet for dobbelsnittet skjærforbindelse i avsnitt 7.1. For varmgalvaniserte skruer vil det være en annen overflatebeskaffenhet enn for ubehandlede skruer. Varmgalvanisering er et sinkbelegg som styrker skruens korrosjonsegenskaper. Vi vil senere ved presentasjon av resultatene beskrive hvilke innvirkning varmgalvanisering har for forbindelsen.



Figur 7.8: Aksesymmetrisk modell med randbetingelser.

Samme modell er benyttet for alle analysene ved å justere inngrepslengden av skruen. Dette gjør at man enkelt kan forandre én parameter for geometrien for å studere hvilken effekt inngrepslengden har for kapasiteten.

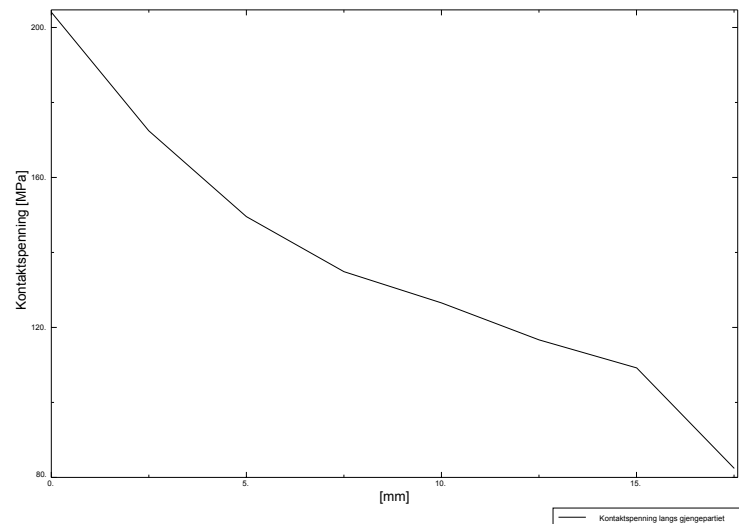
7.2.3 Resultater

Vi vil nå presentere resultatene fra elementberegningene som er utført for skrue installert i gjenget blindhull.

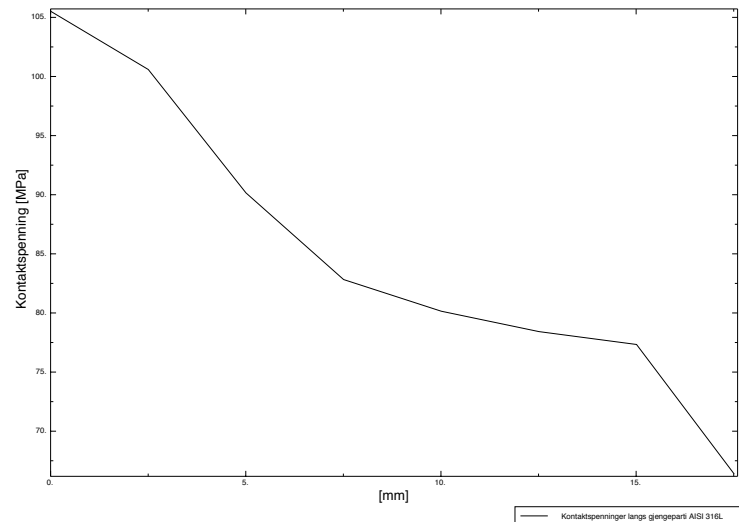
Lastdistribusjon langs gjengeparti

Vi ønsker først å studere hvordan gjengene blir belastet ved pålagt last, siden kraften fra skruen overføres til platematerialet ved gjengene. Hvordan lastdistribusjonen er langs gjengepartiet har blitt studert av blant annet Sopwith, Yamamoto, Zhao og Tseng [21, 32, 33, 30], og vi vil nå se hvordan oppførselene er for analyserte forbindelser. Av figur 7.9 og 7.10 kan vi se hvordan kontakttrykket på gjengene til platematerialet fordeler seg, for henholdsvis 8.8-skrue i karbonstål S420 og AISI 316L. Kontakttrykket som er vist i figurene er hentet ut fra gjengeroten til hvert gjengeprofil inn over inngrepslengden, fra første til siste gjenge. Kontakttrykket vil kunne sammenlignes med hvordan lasten distribueres på gjengene. For S420 og AISI 316L kan vi se at det er relativ lik fordeling av lasten, ved at den første gjengen bærer det meste av kontakttrykket. Dette er også representert i figur 7.15 der vi ser at det er flyt gjennom hele tverrsnittet til den første gjengen, mens mindre spenninger for resterende gjenger. Disse resultatene er

sammenlignbare med de konklusjonene som er fastslått i studiene beskrevet ovenfor, der blant annet Tseng konkluderer med at opp til 60% av lasten bæres av den første gjengen. Ved videre pålastning inn i det plastiske området av spenning-tøyningskurven ser vi at lastfordistribusjonen er mer jevn for alle gjengene. Dette er på grunn av at deler av materialet har blitt plastifisert. På bakgrunn av denne lastfordistribusjonen vil man derfor



Figur 7.9: Kontaktspenninger langs gjengeparti for S420/ 8.8 ved inngrepslengde $L_e = 1d$.



Figur 7.10: Kontaktspenninger langs gjengeparti for AISI316L/ 8.8 ved inngrepslengde $L_e = 1d$.

kunne tenke seg teoretisk å utforme gjengeprofilen på en mer hensiktsmessig måte for å få en mer jevn fordeling av lasten. I teorien kan for eksempel de første gjengene ha lavere stivhet enn resterende gjenger, som vil føre til at flere gjenger bærer den påførte lasten. Dette er selvfølgelig ikke praktisk gjennomførbart med tanke på fabrikasjon av gjengene.

Galvanisering av skruemateriale

Skrueene som benyttes offshore har ofte et belegg av varmgalvanisering for å styrke korrosjonsbestandigheten. Overflatebelegget vil for analysene bli representert ved friksjonskoeffisienten til overflaten mellom innvendige og utvendige gjenger.

For å studere om galvaniseringen har innvirkning på kapasiteten til forbindelsen ble det valgt å undersøke ulike friksjonskoeffisienter ved å ta utgangspunkt i $\mu = 0.2$, og undersøke realistiske høyere og lavere verdier av denne. Ved pålastning viste det seg at ulik friksjon ga forskjellig spenningsoppførsel mellom gjengene, men dette hadde ingen betydning for kapasiteten til skruen. Siden det er kapasiteten til skruen som her skal studeres vil ikke varmgalvaniseringen ha innvirkning på resultatene. Varmgalvanisering på skruer kan imidlertid ha innvirkning på forspenningskraften, som kan avta på grunn av overflateruheten på gjengene, som beskrevet i avsnitt 2.5.

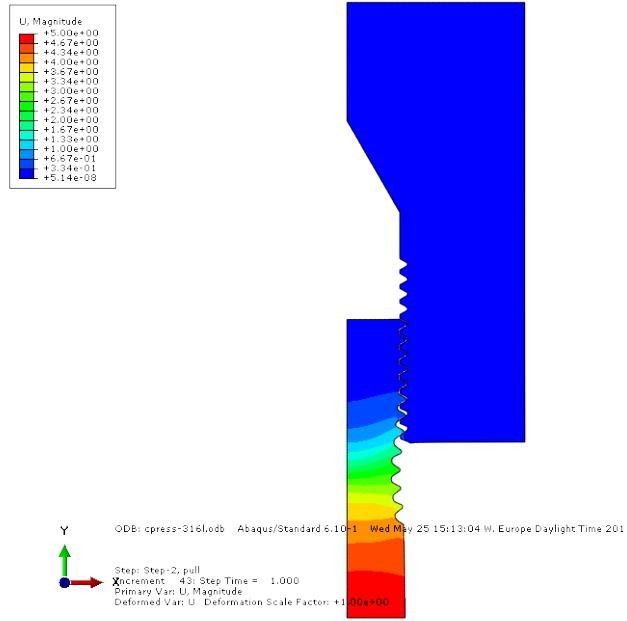
Kapasitetsvurdering

Som tidligere beskrevet forventer vi brudd i skruens nettotverrsnitt ved inngrepslengde på 20 mm, som tilvarer $L_e = 1d$. Vi vil da unngå stripping av de innvendige eller utvendige gjengene. Ved påført forskyvning av skruens tverrsnitt som vist i figur 7.11 og 7.12 ser vi hvordan skruen blir aksialbelastet og gjengene deformeres. Deformasjonene er svært like for begge materialer med 8.8-skrue. Det er også små bøyedeformasjoner av de innvendige gjengene for begge materialene, som stemmer godt overens med reduksjonsfaktoren C_3 som ble beregnet i avsnitt 5.2.3 til $C_{3,S420} = 0.983$ og $C_{3,316L} = 0.977$. Dette er reduksjonsfaktorer som er svært nære 1, som tilsvarende ingen reduksjon for at profilet til gjengene bøyes.

Videre ønsker vi nå å kontrollere hvordan spenning- og tøyningstilstand for forbindelsen er for de ulike materialene. Ved flytespenning $\sigma_f = 640$ MPa gjennom hele tverrsnittet til skruen vil vi forvente at skruen vil gå til brudd ved et høyere spenningsnivå. Eller om det er plastiske tøyninger høyere enn duktilitetskravet gitt ved 12% tøyning av tabell 3.1. I figur 7.13 og 7.14 som viser plastiske tøyninger for begge materialene med 8.8-skrue er det 12% plastisk tøyning over hele tverrsnittet til skruen.

I figur 7.15 og 7.16 har vi valgt å vise de største spenningene for forbindelsene, som her er representert ved von Mises spenninger. For S420 og 8.8-skrue oppstår det lave plastiske tøyninger og von Mises spenninger i platematerialet S420 i forhold til de spenningene og tøyningene som oppstår i skruen. For platematerialet S420 oppnås flytespenning $\sigma_f = 420$ MPa i den første gjengen, som vist i figur 7.15. Det er her flyt i hele tverrsnittet av den første gjengen, men på samme tidspunktet er allerede flytespenningen $\sigma_f = 640$ MPa for skruen oppnådd i hele tverrsnittet. Vi vil derfor kunne anta at skruen vil gå til brudd før det eventuelt vil forekomme stripping av de innvendige gjengene.

For å vise kapasiteten til skruen har vi på tilsvarende måte som for dobbelsnittet skjærforbindelse summert reaksjonskreftene i innfestingen til platematerialet og fulgt forskyvningen av skruen. Resultatet for kapasiteten til forbindelsen er vist i figur 7.17.



Figur 7.11: Forskyvning av skrue ved inngrepslengde $L_e = 1d$ for skruemateriale 8.8 og platemateriale AISI 316L.

Bruddkraften for strekkbelastet skrue kan vi beregne på samme måte som i ligning (3.70) ved

$$F_{Br} = R_{mB} \cdot A_s = 800 \text{ MPa} \cdot 245 \text{ mm}^2 = 196 \text{ kN}, \quad (7.4)$$

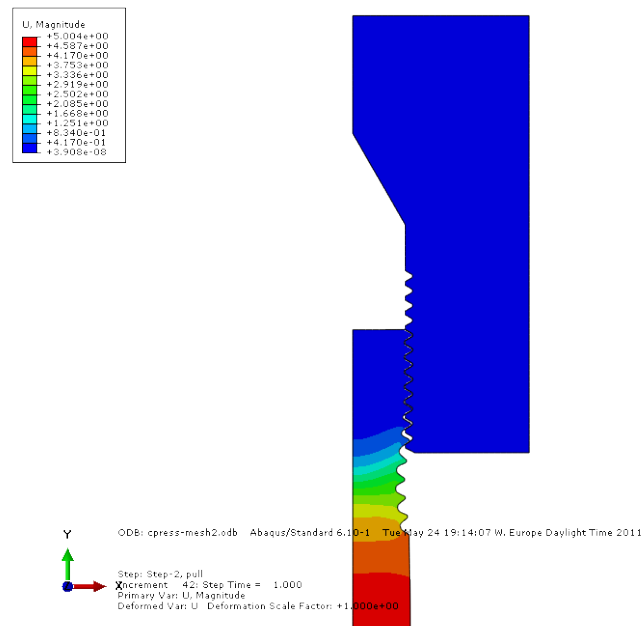
der R_{mb} er bruddspenningen og A_s er skjærarealet til skruen. I figur 7.17 kan vi lese av kapasiteten til

$$F_{Br} \approx 201 \text{ kN}. \quad (7.5)$$

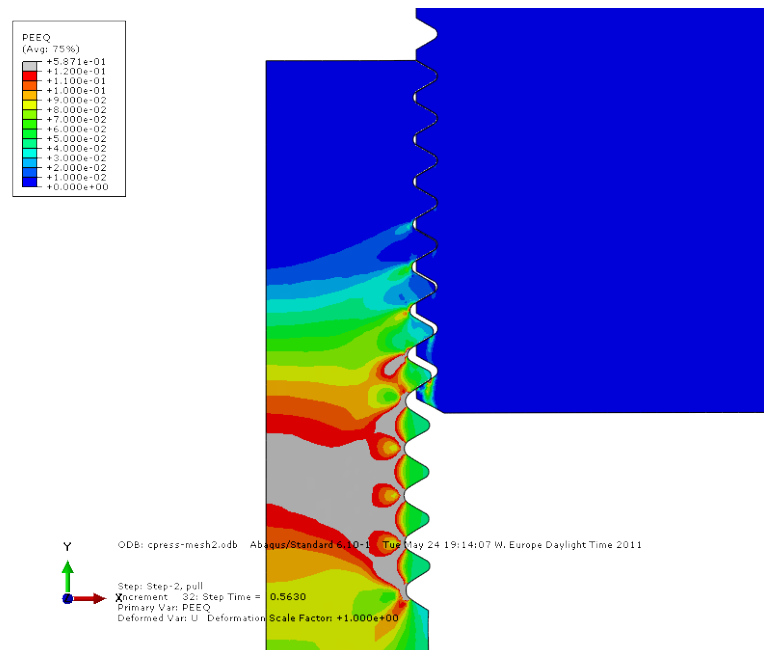
Beregnet bruddkraft i ligning (7.4) og (7.5) er verdier som er tett opp til hverandre og viser at inngrepslengde lik 20 mm ($L_e = 1d$) for karbonstål S420 og M20 8.8-skrue er tilstrekkelig. Ved design av en slik forbindelse vil man derfor være sikret brudd i skruen ved inngrepslengde lik diameteren av skruen, og man kan kapasitetsberegne skruen etter strekkapasiteten gitt i ligning (3.13) ved

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}}. \quad (7.6)$$

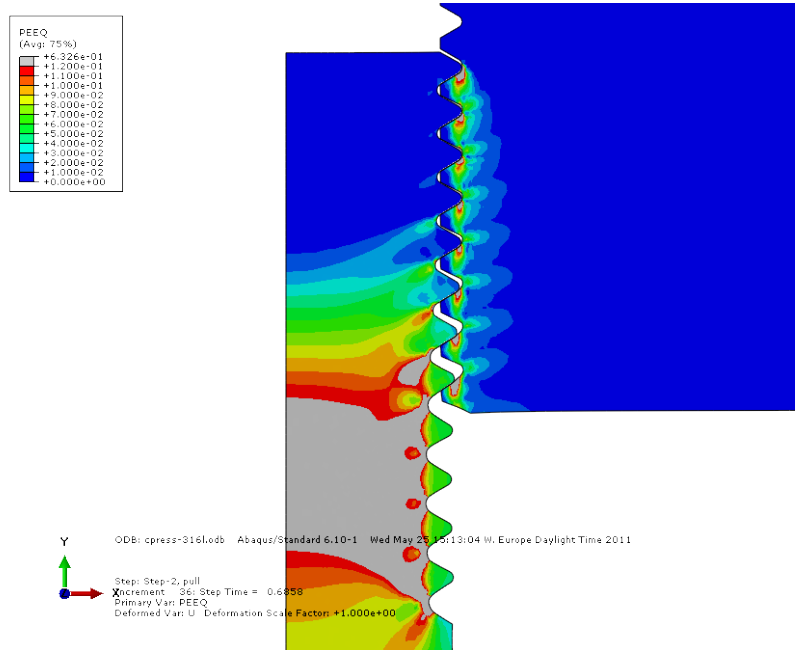
Når vi studerer spenninger og tøyninger for platemateriale AISI 316L og 8.8-skrue avviker dette fra resultatene for S420 og AISI 316L på flere områder. I figur 7.16 er von Mises spenninger for 8.8-skrue og det syrefaste rustfrie stålet vist. Når vi studerer økende forskyvning av skruen oppstår det flytespenning $\sigma_f = 220 \text{ MPa}$ for platematerialet ved lav forskyvning, men von Mises spenningen øker til omtrent 280 MPa før det oppnås flytespenning $\sigma_f = 640 \text{ MPa}$ for hele tverrsnittet til skruen. At det ikke oppstår store flytespenninger i det rustfrie materialet kan forklares med at flere av gjengene i



Figur 7.12: Forskyvning av skrue ved inngrepslengde $L_e = 1d$ for skruemateriale 8.8 og platemateriale S420.



Figur 7.13: 12% plastisk tøyning for 8.8-skrue og S420 platemateriale ved inngrepslengde $L_e = 1d$.



Figur 7.14: 12% plastisk tøyning for 8.8-skrue og AISI 316L platemateriale ved inngrepslengde $L_e = 1d$.

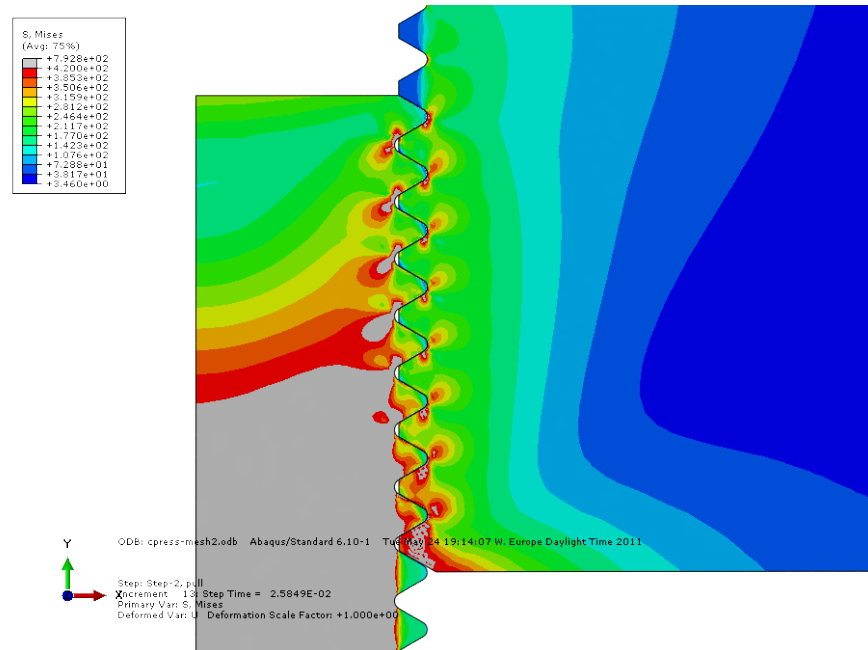
gjengepartiet er med på å bære lasten. Av figur 7.18 kan vi se at det oppstår plastiske spenninger i gjengerøttene, der den største tøyningen er for den første gjengen. Samtidig kan vi se av figuren at det er plastiske spenninger over hele tverrsnittet til skruen, men ikke gjennom hele tverrsnittet for gjengene. Som vi kan se av disse resultatene har som beskrevet tidligere rustfritt syrefast stål en lav flytegrense, men er mer duktilt enn karbonstålet som er benyttet i oppgaven. På grunn av denne duktiliteten oppstår det ikke store spenningsøkninger i platematerialet før vi har plastisk tøyning og flytespenning i hele tverrsnittet for skruen. Dette vil føre til at skruen går til brudd før vi oppnår stripping av de innvendige gjengene.

På tilsvarende måte som for karbonstålet S420 har vi i figur 7.19 vist kraft-forskyvningsforløpet til forbindelsen. Av figuren kan vi lese av kapasiteten til

$$F_{Br} \approx 202kN. \quad (7.7)$$

Fra ligning (7.4) og (7.7) kan vi se at dette er verdier som er tett opptil hverandre. På bakgrunn av disse vurderingene kan vi konkludere med at inngrepslengden lik 20 mm ($L_e = 1d$) for syrefast rustfritt stål AISI 316L og M20 8.8-skrue er tilstrekkelig. Tilsvarende som for karbonstål S420 er vi dermed sikret brudd i skruens nettoverrsnitt ved å sette inngrepslengden til skruens diameter og kapasitetsberegne skruen etter ligning (7.6).

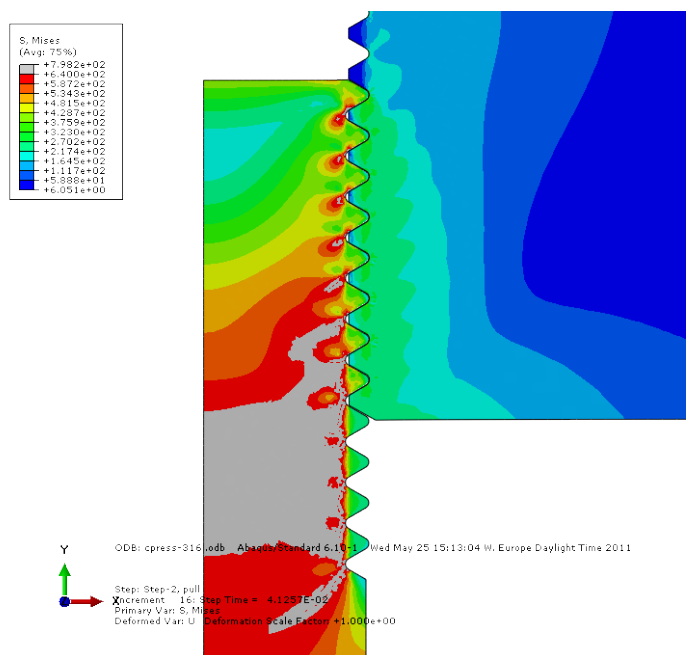
Ulike inngrepslengder ble også studert for de to modellene (S420 og AISI 316) for å se hvilke effekter som oppstår. I figur 7.20 og 7.21 er von Mises spenninger og plastiske tøyninger vist for 8.8-skrue og AISI 316L ved inngrepslengde lik 30 mm ($L_e = 1.5d$). Vi ser av figurene at det på tilsvarende måte som ved inngrepslengde lik 20 mm ($L_e =$



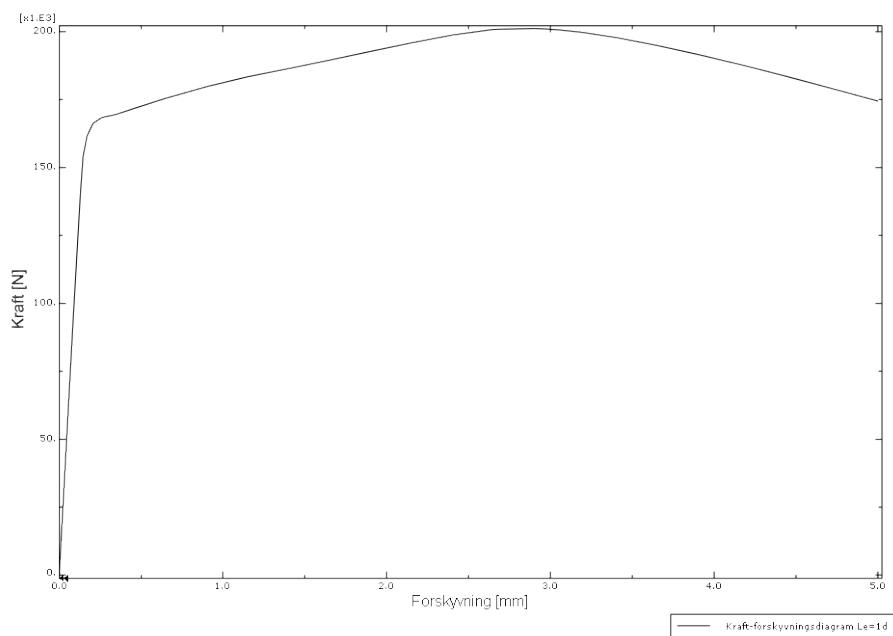
Figur 7.15: von Mises spenninger for 8.8-skrue og S420 platemateriale ved inngrepslengde $L_e = 1d$.

1d) oppstår først plastiske tøyninger i gjenepartiet til platematerialet AISI 316L, men spenningene og de plastiske tøyningene øker på tilsvarende måte som for inngrepslengde lik diameter av skruen, før det oppnås plastisitet og flytespenninger i hele tverrsnittet til skruen. Ved å øke inngrepslengden vil man derfor ikke for AISI 316L kunne få en mer jevn fordelingen av lasten på gjengepartiet og unngå flytning og plastisitet i deler av gjengepartiet.

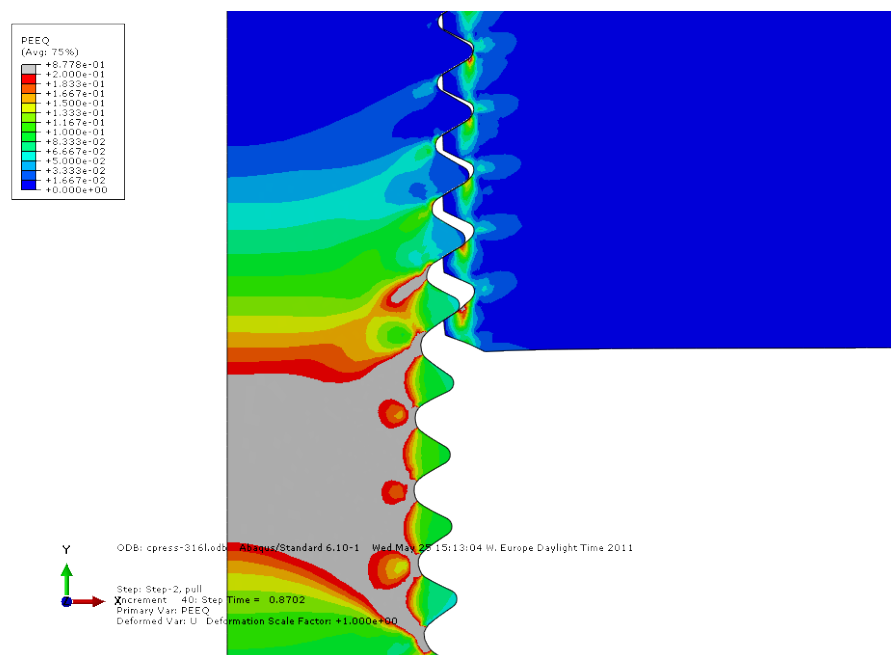
For 8.8-skrue og S420 har vi også studert ulike inngrepslengder, der vi her vil presentere resultater der inngrepslengden er 10 mm ($L_e = 0.5d$). Vi kan i figur 7.22 se hvordan de innvendige gjengene blir plastifisert gjennom hele tverrsnittet og dermed strippes før eventuelt brudd i skruens nettotverrsnitt. Det oppstår også store bøyedeforformasjoner av gjengene på grunn av den korte inngrepslengden.



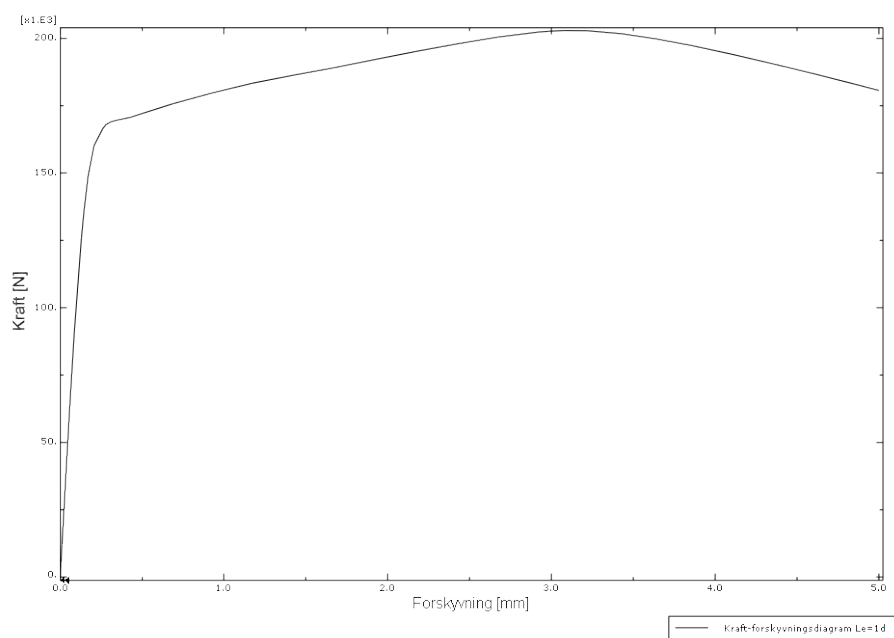
Figur 7.16: von Mises spenninger for 8.8-skrue og AISI 316L platemateriale ved inngrepslengde $L_e = 1d$.



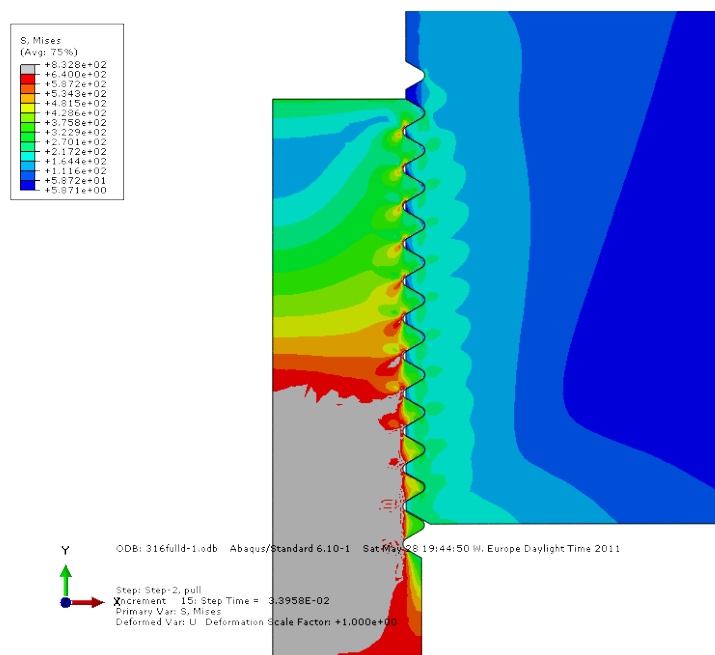
Figur 7.17: Last-forskyvningskurve av forbindelse med inngrepslengde $L_e = 1d$ for 8.8-skrue og S420 platemateriale.



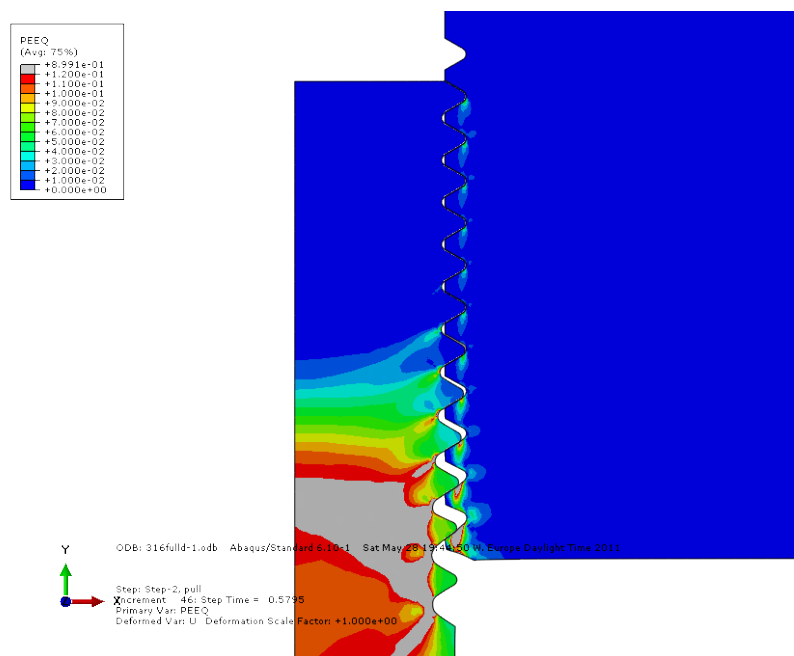
Figur 7.18: Plastiske tøyninger av forbindelse med inngrepslengde $L_e = 1d$ for 8.8-skrue og AISI 316L.



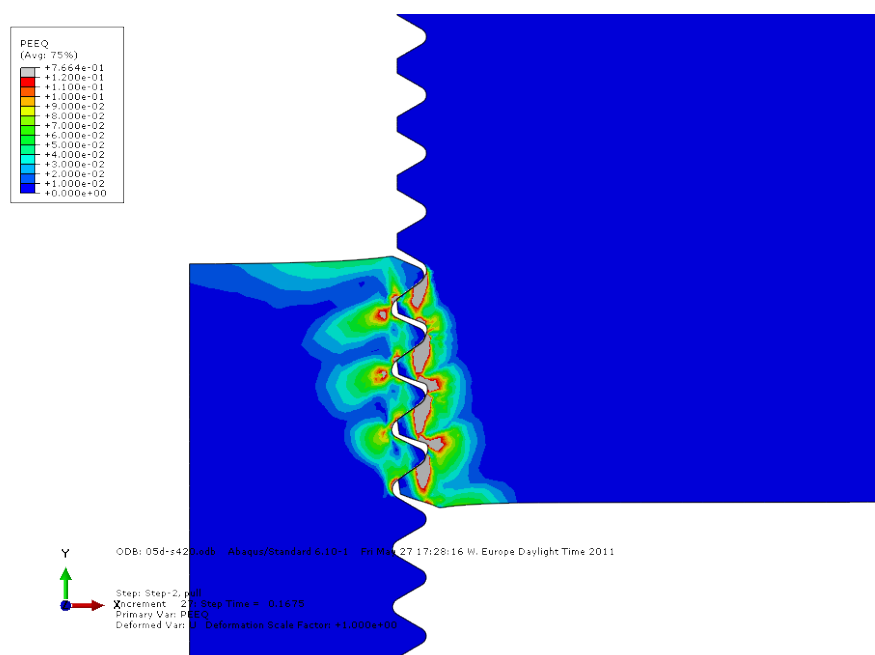
Figur 7.19: Last-forskyvningskurve av forbindelse med inngrepslengde $L_e = 1d$ for 8.8-skrue og AISI 316L.



Figur 7.20: von Mises spenninger for 8.8-skrue og AISI 316L ved inngrepslengde $L_e = 1.5d$.



Figur 7.21: Plastiske tøyninger for 8.8-skrue og AISI 316L ved inngrepslengde $L_e = 1.5d$.

Figur 7.22: Plastiske tøyninger for 8.8-skrue og AISI 316L ved innengrepslengde $L_e = 0.5d$.

Kapittel 8

Sammenligning og diskusjon av resultater

Fra resultatene for beregning av inngrepslengde i kapittel 5 og 7 vil vi nå sammenligne og diskutere de ulike resultatene som vi har kommet frem til ved bruk av analytiske metoder og elementberegninger.

I tabell 8.1 er resultatene fra de forskjellige metodene som er benyttet oppgitt. For elementberegningene har vi oppgitt de eksakte verdiene fra modellen, som diskutert i avsnitt 7.2.2.

Beregnete verdier for inngrepslengde fra Machinery's Handbook viser svært ulike resultater i forhold til de andre metodene som er benyttet, som er naturlig siden det er en forenklet og konservativ metode. Vi kan imidlertid se at verdiene fra de andre metodene og elementberegningene ligger tett opp til hverandre.

Tabell 8.1: Beregnet inngrepslengde fra ulike metoder for M20×2.5 8.8-skrue i platematerialene S420 og AISI 316L.

Metode	S420 / 8.8 $L_e (L_e/d)$	AISI 316L / 8.8 $L_e (L_e/d)$
Arvid Nilsson	20.0 (1.0)	20.0 (1.0)
Machinery's Handbook	26.1 (1.3)	24.5 (1.2)
VDI 2230	17.3 (0.86)	17.1 (0.85)
Dose	19.1 (0.96)	18.9 (0.95)
Abaqus	19.7 (0.98)	19.7 (0.98)

Verdiene som er beregnet fra VDI2230 [31] er noe lavere enn metoden til Dose. Ved Universität Siegen har Schwarz publisert en rapport [17], som tar for seg metodene til Dose og VDI2230. I tillegg er det utført forsøk av inngrepslengden for M20-skruer i fasthetsklasse 8.8 sammen med blant annet karbonstålet S355J2G3 og syrefast rustfritt stål X4 CrNiMo 13-4. Karbonstålet kan vi i god grad sammenligne med S420 som er benyttet i denne oppgaven, siden det har tilsvarende oppførsel, men har noe lavere

flytespenning og bruddspennig ($f_y = 355\text{MPa}$ og $f_u = 490\text{MPa}$). Det rustfrie stålet X4 CrNiMo 13-4 har en mye høyere bruddspenning ($f_u = 933\text{MPa}$) enn AISI 316L ($f_u = 530\text{MPa}$). Begge stålene er syrefaste, men er ikke direkte sammenlignbare siden vi ikke kjenner alle materialegenskapene. I tabell 8.2 er verdiene fra forsøket med M20-skrue i fasthetsklasse 8.8 gjengitt.

Tabell 8.2: Verdier for inngrepslengde for M20-skrue i fasthetsklasse 8.8, gjengitt fra [17].

Metode	S355J2G3	X4 CrNiMo 13-4
VDI2230	15.5	10.4
Dose	19.1	14.2

Fra forsøket i tabell 8.2 førte beregningene basert på Dose til brudd i skruen, men stripping av gjengene for inngrepslengde basert på VDI2230. For M20 skrue med gjengestigning 2.5 mm er forskjellen i inngrepslengde litt over én gjenge fra de to metodene, som fra disse forsøkene viser at VDI2230 underestimerer inngrepslengden, ved at det blir brudd i gjengene. Vi kan også av forsøket se at inngrepslengden for S355J2G3 med brudd i skruen er av samme størrelse som beregnet for S420 i denne oppgaven. For X4 CrNiMo 13-4 ser vi at inngrepslengden for begge metodene fra forsøket er mye lavere enn den vi har beregnet for AISI 316L. Dette skyldes den høye bruddgrensen til det syrefaste rustfrie stålet benyttet i forsøket.

Fra tabell 8.1 og 8.2 kan vi konkludere med at ved bruk av den analytiske metoden til Dose kan man forvente brudd i skruens nettotverrsnitt for 8.8-skrue i platematerialene S420 og AISI 316L, som er verifisert ved elementberegninger og delvis av forsøksdata.

I tillegg kan vi fra elementberegninger se av figurene i avsnitt 7.2 at både spenninger, tøyninger og deformasjoner oppstår lokalt i gjengepartiet for de innvendige gjengene i platen. Derfor vil ikke platens rand eller utformingen av hullet ha betydning for beregning av inngrepslengde.

Kapittel 9

Anbefalinger for inngrepslengde

Ved utforming av skruer i gjenget blindhull er inngrepslengden av skruen avgjørende for kapasiteten til forbindelsen. Vi vil derfor her gi anbefalinger på grunnlag av de elementberegningene og ulike metoder som er studert i oppgaven.

For galvaniserte metriske skruer i fasthetsklasse 8.8 som skrues inn i et gjenget blindhull av platemateriale S420 eller AISI 316L, er den analytiske metoden av Dose [5] en god modell for å beregne tilstrekkelig inngrepslengde. Dette for å sikre brudd i skruen før eventuell stripping av innvendige eller utvendige gjenger i forbindelsen. Metode presentert i VDI2230 kan også benyttes, men viser fra forsøk at den underestimerer inngrepslengden og fører i mange tilfeller til stripping av gjengepartiet. Benyttes denne metoden må man derfor være konservativ i vurderingen av inngrepslengden. Uavhengig av metode bør ikke inngrepslengden settes kortere enn skruens diameter. I tillegg er inngrepslengden som er beregnet etter alle metodene i denne oppgaven den effektive inngrepslengden, som ikke tar hensyn til at skruehullet i platen kan ha en faset kant. Fasen er en skrå kant i platehullet, som lages for å kunne benytte en gjengetapp for å lage gjengene i platen, som vist i figur 4.2. Dette fører til en kort lengde øverst i skruehullet som ikke er gjenget, og man må derfor ta hensyn til denne når inngrepslengden beregnes.

Beregningene som er utført for inngrepslengden basert på elementberegninger og fra metode til Dose, har verdier som er tett opp til skruens diameter, ved $L_e \approx d$. Benyttes andre materialer og gjengeprofiler enn de som er beskrevet i denne oppgaven kan man beregne inngrepslengden analytisk ved bruk av Dose. Denne metoden er fleksibel med tanke på at den tar hensyn til både skjærstyrken til materialene og gjengeprofilets utforming. Dose beregninger også diameteren der det forventes at stripping av gjengene vil foregå, i motsetning til VDI2230 som tar utgangspunkt i at gjengene strippest ved delediameteren og nominell diameter for de innvendige og utvendige gjengene.

Skruehullets utforming og randen av platen har liten betydning for forbindelsens kapasitet, siden beregnede spenninger opptrer lokalt i de innvendige gjengene. I tillegg har varmgalvaniserte skruer ingen betydning for forbindelsens kapasitet.

Skrueforbindelser med gjenget blindhull er utsatt for ulike snittkrefter og lasttyper i

forskjellige sammenhenger. Påført belastning som er studert i denne oppgaven er statisk strekkraft på skruen. Om skruen er utsatt for annen type belastning, som for eksempel vekslende belastning, må man ta hensyn til dette i beregningene.

Kapittel 10

Konklusjon

Fra denne masteroppgaven har vi lært at utforming av skrueforbindelser ved dimensjonering av stålkonstruksjoner i henhold til regelverket NS-EN 1993-1-8 er relativt komplisert, og inneholder mange omfattende beregningsregler. For kapasitetsvurdering av skruer i gjenget blindhull som ikke er dekket av dette regelverket har vi funnet frem til analytiske beregningsmetoder og gjennomført elementberegninger.

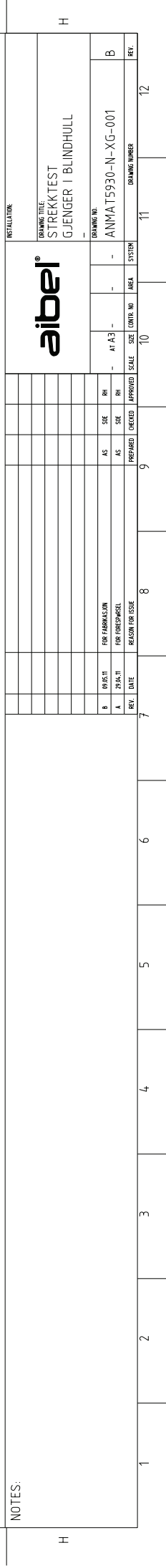
Av de ulike beregningsmetodene som er benyttet for beregning av inngrepslengde ser vi at inngrepslengden avhenger av skjærstyrken til materialene. I tillegg kan vi erfare at de analytiske metodene baserer seg på ulike antagelser og forsøksdata. Ved bruk av disse metodene får man derfor forskjellige verdier for den beregnede inngrepslengden. Det kan derfor være gunstig å verifisere oppførselen til forbindelsen man studerer ved bruk av forsøk eller numeriske beregninger.

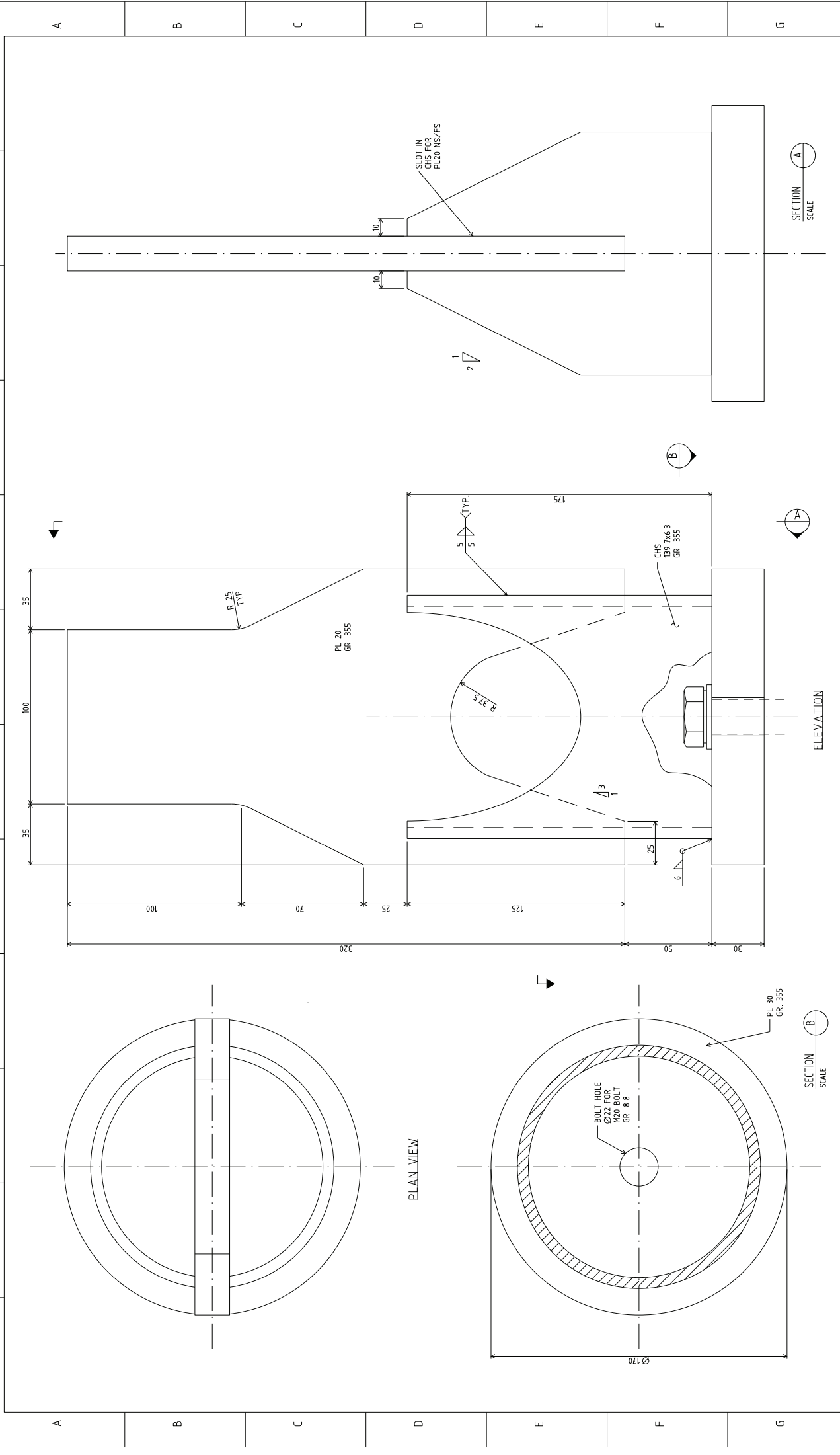
Fra de to stålmaterialene som er benyttet (S420 karbonstål og AISI 316L syrefast rustfritt stål) ser vi fra elementberegningene at lastfordelingen langs gjengepartiet ikke er jevnt fordelt. Dette fører til at store deler av lasten bæres av de første gjengene før materialet flyter og lasten deretter distribueres til de andre gjengene. Ved bruk av elementberegninger ser vi også at spenninger og tøyninger opptrer svært lokalt for de innvendige gjengene ved pålagt last. Dette vil si at kantavstander og hullets utforming (blindhull eller gjennomgående hull) har liten betydning for kapasiteten til forbindelsen. Av blant annet disse observasjonene kan vi erfare at det er en komplisert fordeling av spenningene i en gjenget forbindelse. For syrefast rustfritt stål ser vi at det oppstår raskt flytespenninger i materialet før skruens tverrsnitt flyter. Dette er på grunn av den lave flytegrensen til materialet. Syrefast rustfritt stål er derimot svært duktilt i forhold til karbonstål og vi ser at det ikke oppstår store flytespenninger i materialet før bruddet inntreffer i skruen, ved anbefalt inngrepslengde, lik skruens diameter.

Ved bruk av tredimensjonale elementer i elementanalysene for den kompliserte gjengegeometrien opplevde vi at aksesymmetriske elementer var et godt alternativ. Aksesymmetriske elementer fungerer godt for gjengede forbindelser, der geometri og laster er symmetriske. I tillegg er dette et godt verktøy for å verifisere de analytiske beregningene som er benyttet.

Appendiks A

Som beskrevet i avsnitt 1.2, er det vedlagt tegninger for prøvestykker til planlagt test. Testen var tenkt gjennomført ved å montere en skrue med ulike inngrepslengder i prøvestykke av karbonstål S420 og AISI 316L. Ved påført strekkraft på skruen vil man dermed kunne rapportere et kraft-forskyvningsdiagram for forbindelsen, og verifisere om det opptrer brudd i skruens nettoverrsnitt eller stripping av gjengepartiet.

[illegible]

[illegible]

Referanser

- [1] E.M. Alexander. Analysis and Design of Threaded Assemblies. *Int. Automotive Eng. Congress and Exposition Detroit*, 1977. Rep.Nr. 770 420.
- [2] John H. Bickford. *Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints – 4th ed.* CRC Press, 2008.
- [3] Anders Bjärbo. *Konstruksjonsmaterialer*. NKI Forlaget, 1996.
- [4] Colly. Handbok om skruvförband. Colly Components AB, 1995.
- [5] G. F. Dose. Neuartige Berechnung von Schrauben unter Berücksichtigung der Werkstoffkennwerte. *Konstruktion*, 48:183–188, 1996.
- [6] John W. Fisher. *Guide to Design Criteria for Bolts and Riveted Joints*. American Institute of Steel Construction, 2001.
- [7] ANSYS Inc. Three-Dimensional Modeling of a Bolted Connection.
<http://www.ohiocae.com/bolt.htm>(2011-05-29).
- [8] Franklin Jones. *Machinery's Handbook 28th Edition*. Industrial Press, 2008.
- [9] Per Kr. Larsen. *Dimensjonering av stålkonstruksjoner, 2 utg.* Tapir Akademiske Forlag, 2010.
- [10] Bolt Science Limited. Bolt science fastener.
<http://www.boltscience.com/pages/fastener.htm>(2011-05-29).
- [11] Manuel Martínez. n Empirical Model to Calculate the Threads Stripping of a Bolt Installed in a Tapped Part. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 46:418–421, 2008.
- [12] Arvid Nilsson. Teknikkbok.
- [13] Arvid Nilsson. Katalog, 2005.
- [14] L.H Martin & J.A Purkiss. *Structural Design of Steelwork to EN 1993 and EN 1994*. Butterworth-Heinemann, third edition, 2008.
- [15] WR Ramberg, W & Osgood. Determination of Stress-strain Curves by Three Parameters. *National Advisory Committee on Aeroautics, (NACA)*, 503, 1941.

-
- [16] Kim JR Rasmussen. Full-range Stress-strain Curves for Stainless Steel Alloys. Technical report, The University of Sydney, November 2001.
<http://sydney.edu.au/engineering/civil/publications/r811.pdf>(2011-05-29).
- [17] Wilhelm Schwarz. Untersuchungen über die statische Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen. Technical report, Universität Siegen Fachbereich Maschinentechnik, 2005.
http://www.uni-siegen.de/fb11/inko_schwarz/download/esv.pdf(2011-05-29).
- [18] Jien-Jong Chen & Yan-Shin Shih. A study of the helical effect on the thread connection by three dimensional finite element analysis. *Nuclear Engineering and Design*, 191(2):109–116, 1999.
- [19] Simulia. *1.1.20 Axisymmetric analysis of a threaded connection*. Dassault Systèmes, 6.10 edition, 2010.
- [20] Simulia. *Abaqus/CAE User's Manual*. Dassault Systèmes, 6.10 edition, 2010.
- [21] D.G. Sopwith. The Distribution of Load in Screw Threads. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, 159:373–383, 1948.
- [22] Standard Norge. NS-EN 10002-1 Metallic materials - Tensile testing - Part 1: Method of test at ambient temperature.
- [23] Standard Norge. NS-EN 1993-1-4. Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner. Del 1-4: Konstruksjoner av rustfritt stål.
- [24] Standard Norge. NS-EN ISO 724: 1993+ Cor. 1:2009. General purpose metric screw threads - Basic dimensions.
- [25] Standard Norge. NS-EN ISO 898-1:2009. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes - Coarse thread and fine pitch thread.
- [26] Standard Norge. NS-EN 10025-3 Varmvalset konstruksjonsstål, Del 3: Tekniske egenskaper for leveringstilstand, 1. utgave., 2004.
- [27] Standard Norge. NS-EN 1993-1-1. Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-1: General rules and rules for buildings, 2008.
- [28] Standard Norge. NS-EN 1993-1-8. Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-8: Design of joints, 2009.
- [29] The Steel Construction Institute. Joints in steel construction, moment connections, 1995.
- [30] Shyang-Wen Tseng. A Simplified Simulation on Loading Distribution at Bolt Threads.
<http://www.bastionogp.com/technicalPapers/Bolt%20Thread%20Loading.pdf>(2011-05-29).

- [31] VDI-Fachbereich Produktentwicklung und Mechatronik. *VDI 2230 Blatt 1: Systematic calculation of high duty bolted joints - Joints with one cylindrical bolt.* VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung, 02 2003.
- [32] A. Yamamoto. The Theory and Computation of Thread Connection. *Youkendo*, pages 39–54, 1980.
- [33] Hua Zhao. Stress concentration factors within bolt-nut connectors under elasto-plastic deformation. *Int. J. Fatigue*, 20(9):651–659, 1998.